
Modelo integral de sistemas de sujeción basados en pinzas expansibles



TESIS DOCTORAL

Doctorado en Ingeniería Mecánica y Organización Industrial

Enrique Soriano Heras

Directores

Juan Carlos García Prada

Higinio Rubio Alonso

Departamento de Ingeniería Mecánica

Escuela Politécnica Superior

Universidad Carlos III de Madrid

Diciembre 2012

Modelo integral de sistemas de sujeción basados en pinzas expansibles

Tesis doctoral

Ingeniería Mecánica

1/12/2012

Enrique Soriano Heras

Departamento de Ingeniería Mecánica

Escuela Politécnica Superior

Universidad Carlos III de Madrid

Diciembre 2012

*A mi esposa María Victoria
e hijos Guillermo y Jaime*

*Con la oración
y el sacrificio
se prepara la acción.
San Juan Bosco*

Agradecimientos

*A todos los que la presente vieron y
entendieron.*

Leyes Orgánicas. Juan Carlos I

Deseo expresar mi más sincero agradecimiento a todas aquellas personas e instituciones que directa o indirectamente, en cualquier tiempo o lugar, me han ayudado a culminar la realización de esta Tesis Doctoral.

Voy a empezar por el profesor Higinio Rubio Alonso, mi director de tesis, artífice de que este trabajo haya llegado a buen fin. Es indudable que sin su buena guía y exigencia no hubiese conseguido finalizar esta investigación. Han sido muchos días los que ha dedicado a trabajar conmigo, algunas veces sacrificando tiempo de su descanso. Otras muchas me ha escuchado pacientemente no sólo sobre mis problemas en el desarrollo de la tesis, sino también sobre mi vida personal y profesional. Por estas y muchas otras razones, muchas gracias Higinio.

Con mi otro director de tesis, Juan Carlos García Prada, Catedrático de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid, he tenido discusiones muy valiosas. Me ha brindado su apoyo y un entorno de trabajo óptimo para el desarrollo de esta tesis. Además, he tenido la suerte de pertenecer al grupo MAQLAB que cuenta con una infraestructura excelente para el desarrollo de mi trabajo y un equipo humano muy profesional, quienes me han ayudado en el progreso de la tesis.

No puedo olvidarme de mi gran amigo y compañero, el profesor Jesús Manuel García Alonso, que ha sido un pilar fundamental en el desarrollo de planos, esquemas y dibujos. Muchas gracias Manu.

Por último, agradecer el apoyo de toda mi familia, especialmente a mi esposa María Victoria y a mi suegra María del Pilar, quienes pacientemente han soportado todo el tiempo que he dedicado a esta tarea.

Resumen

El dispositivo de amarre de propósito general más versátil es el porta-pinzas, muy frecuentemente utilizado en fresado, torneado, taladrado e inspección. Los porta-pinzas deben alcanzar elevadas velocidades de rotación, manteniendo, simultáneamente, una alta precisión rotacional.

El porta-pinzas, básicamente, es un mecanismo basado en el efecto cuña, donde la mayoría de ellos emplean anillos, con ranuras finas, hechos de acero templado y rectificado con altos grados de precisión, denominados pinzas.

Esta Tesis Doctoral aborda el funcionamiento de los porta-pinzas, primero se presentan varios modelos analíticos, basados en la teoría del sólido rígido, la elasticidad y la mecánica del contacto, para determinar la fuerza de amarre suministrada por un plato porta-pinzas automático en su estado inicial estático, durante el proceso de transmisión y absorción de fuerza. Segundo, se presentan los modelos analíticos para determinar la fuerza de amarre dinámica, durante el proceso de rotación. Tercero, se presentan los modelos y análisis realizados por el método de los elementos finitos que fueron llevados a cabo para realizar una primera verificación de los modelos analíticos propuestos. En cuarto lugar, se describe el banco de ensayos construido para validar experimentalmente los modelos analíticos y numéricos de elementos finitos propuestos. Quinto, se propone un prototipo de dispositivo porta-pinzas automático que fue diseñado aplicando la metodología y los modelos analíticos propuestos, incorporando innovaciones en detección de presencia de pieza, control de posicionado de pieza, control de fuerza de accionamiento y en su sistema de transmisión.

Los resultados del presente estudio proporcionan soporte técnico y teórico, de comprobada fiabilidad, para la optimización del diseño y aplicación de platos porta-pinzas automáticos en procesos de mecanizado de alto rendimiento.

Abstract

The most versatile general purpose clamping device is collet chuck, which are quite often used in turning, milling, grinding and inspection. Collet chucks must achieve high rotational speeds while maintaining good rotational accuracy.

Collet chucks are wedged-actuated mechanisms which use solid thin slotted clamping sleeves made of hardened steel and ground to a high degree of accuracy, called collets.

This Ph. D. Thesis, first presents the analytical models, based on solid rigid theory, elasticity and contact mechanics, to determinate the clamping force provide by an automatic collet-chuck holder in its initial static state. Second, it presents the analytical model for determining the dynamic clamping force of collet-chuck holders during high-speed turning. Third, it describes the finite element method analyses that were conducted to check the proposed analytical models. Fourth, it describes an automatic (wedge-actuated) bench device, which was designed and built for verifying the proposed analytical and numerical models. Fifth, it develops an automatic collet-chuck holder prototype which was designed taking into account the proposed methodology and analytical models within novel systems in control of workpiece presence, control of workpiece position, control of clamping force and in its structure transmission.

This study results provide reliable theoretical and technical supports for the optimization of the design and application of collet-chuck holder in high performance machining processes.

Índice

Agradecimientos	IX
Resumen	XI
Abstract	XIII
1. Introducción	1
1.1. Ámbito de la Tesis	1
1.2. Objetivos	4
1.3. Fases del desarrollo de la Tesis	5
1.4. Estado de la Técnica	6
1.5. Estructura del documento	16
2. Metodología	19
2.1. Introducción	19
2.2. Fundamentos teóricos	20
2.3. Propuesta de modelos analíticos	20
2.4. Modelos numéricos	23
2.5. Trabajo experimental	25
2.6. Diseño final	27
3. Análisis de los mecanismos de amarre y desamarre	29
3.1. Introducción	29
3.2. Diseños propuestos	30
3.3. Análisis de tolerancias	34
3.4. Análisis de los mecanismos de amarre	36
3.5. Análisis de las deformaciones	41
4. Influencia de las fuerzas dinámicas en proceso	49
4.1. Introducción	49
4.2. Influencia de la fuerza centrífuga	50
4.2.1. Influencia de la fuerza centrífuga sobre la pinza	51

4.2.2.	Influencia de la fuerza centrífuga sobre el cono de accionamiento	53
4.2.3.	Influencia de la fuerza centrífuga sobre el pistón de accionamiento	55
4.2.4.	Determinación de las rigideces	57
4.2.5.	Influencia de la fuerza centrífuga sobre un plato porta-pinzas	58
4.3.	Influencia de las fuerzas de proceso sobre un plato porta-pinzas	59
4.3.1.	Deformaciones por esfuerzos radiales	63
4.3.2.	Deformaciones por momentos flectores	66
5.	Modelos numéricos	71
5.1.	Introducción	71
5.2.	Modelo para los mecanismos de amarre y desamarre	72
5.3.	Modelos para las deformaciones sin velocidad de giro	73
5.4.	Modelos para las deformaciones con velocidad de giro	76
5.4.1.	Influencia de la fuerza centrífuga	76
5.4.2.	Influencia de las fuerzas de proceso	76
6.	Dispositivo experimental y ensayos	79
6.1.	Introducción	79
6.2.	Experimentación	79
6.3.	Determinación de la deformación inicial de la pinza de amarre	81
6.4.	Determinación del par de amarre o momento torsor máximo por aplicación de la fuerza de accionamiento	83
6.5.	Determinación de la deformación ante la fuerza de amarre . .	84
7.	Resultados y evaluación	87
7.1.	Introducción	87
7.2.	Tensiones y presiones en los contactos	87
7.2.1.	Tensión a lo largo del contacto cono-pinza	87
7.2.2.	Presión a lo largo del contacto cono-pinza	89
7.2.3.	Tensión a lo largo del contacto pinza-pieza de trabajo	90
7.2.4.	Presión a lo largo del contacto pinza-pieza	91
7.3.	Par de amarre suministrado	93
7.4.	Análisis de rigideces	95
7.4.1.	Rigidez estática de la pinza de amarre	95
7.4.2.	Influencia de la rigidez del plato porta-pinzas y pieza amarrada ante la fuerza de amarre	96
7.4.3.	Influencia de la rigidez del plato porta-pinzas y pieza amarrada ante la fuerza centrífuga	98
7.5.	Deformaciones debidas a las fuerzas de proceso	100

7.5.1.	Deformaciones por esfuerzos radiales	100
7.5.2.	Deformaciones por momentos flectores	100
7.5.3.	Deformaciones total ante fuerzas dinámicas	101
7.5.4.	Trayectoria descrita por un punto de la pinza	103
8.	Diseño final	105
8.1.	Introducción	105
8.2.	Diseño de un mandril expansible especial	105
8.3.	Análisis cinemático y dinámico	109
8.3.1.	Determinación de la fuerza máxima de accionamiento	110
8.3.2.	Determinación de la fuerza máxima de amarre y co- rrecciones por deformaciones	111
8.3.3.	Influencia de la fuerza centrífuga y corrección por de- formaciones	114
9.	Conclusiones	119
9.1.	Introducción	119
9.2.	Conclusiones	120
9.2.1.	Conclusiones de los modelos estáticos	120
9.2.2.	Conclusiones de los modelos dinámicos	121
9.3.	Aportaciones científico-técnicas	122
9.4.	Trabajos futuros	123

Índice de figuras

1.1. Porta-pinzas (mandril expansible) en servicio, cortesía de RÖHM	2
1.2. Sistemas de amarre en centros de torneado	7
1.3. Husillo con pinza para porta-herramientas	8
2.1. Secuencia de cálculo seguida	24
3.1. Platos porta-pinzas actuados por empuje y por tracción . . .	30
3.2. Fuerzas en un mandril expansible	31
3.3. Fuerzas de corte en torneado y taladrado	33
3.4. Dimensiones de la pinza y de la pieza	35
3.5. Patrón de verificación cono-pinza	36
3.6. Presión de contacto cono-pinza	37
3.7. Desgaste normal	37
3.8. Distribución de presiones pinza-pieza	39
3.9. Fuerzas actuando sobre la pinza de amarre	40
3.10. Componentes de las fuerzas activas	41
3.11. Representación equivalente del elemento de contacto	42
3.12. Elementos plato porta-pinzas por tracción	44
3.13. Deformaciones en sistema porta-pinzas generadas por fuerza de amarre	45
4.1. Fuerzas centrífugas de cada componente y radios de centros de masas	50
4.2. Deformación pinza considerando la fuerza centrífuga	51
4.3. Deformación en el cono accionamiento considerando la fuerza centrífuga	54
4.4. Deformación en el pistón accionamiento considerando la fuer- za centrífuga	56
4.5. Determinación de la variación de fuerza de amarre	59
4.6. Sistemas de coordenadas y resultantes de fuerzas y momentos	60
4.7. Sistemas de coordenadas y rigideces de las garras	61
4.8. Fuerzas y momentos generados en las garras	62

4.9. Deformación por esfuerzo radial	64
4.10. Deformación por momento flector y fuerzas de fricción	67
5.1. Geometría de referencia para mandril y pinzas	71
5.2. Cargas y condiciones de contorno	73
5.3. Modelo geométrico y sistemas de coordenadas	74
5.4. Cargas y velocidad de penetración I	75
5.5. Cargas y velocidad de penetración II	76
5.6. Cargas y velocidades de giro	77
5.7. Cargas en proceso	77
6.1. Dimensiones de los conos patrón	80
6.2. Banco experimental de accionamiento automático	81
6.3. Plataforma experimental para la medida de la deformación libre	82
6.4. Esquema cadena de medida para medir el par de amarre	83
6.5. Esquema de la cadena de medidas con extensometría	84
7.1. Tensión a lo largo del contacto cono-pinza, $F_{acc} = 250N$	88
7.2. Variación tensión máxima, σ_{vm} , con ángulo de cono, $F_{acc} = 250N$	89
7.3. Presión de contacto cono-pinza, $F_{acc} = 250N$	90
7.4. Tensión a lo largo del contacto pinza-pieza, $F_{acc} = 250N$	91
7.5. Presión de contacto pinza-pieza, $F_{acc} = 250N$	92
7.6. Determinación del par de amarre, $F_{acc} = 250N$	93
7.7. Par de amarre: analítico, MEF, experimental	94
7.8. Deformación de la pinza: analítico, MEF, experimental	95
7.9. Variación en la fuerza de amarre, con factor de rigidez, $d_{am} = 12mm$	97
7.10. Variación de la rigidez del contacto pinza-pieza, $d_{am} = 12mm$	98
7.11. Influencia de velocidad de rotación y rigideces, $F_{acc} = 250N$	99
7.12. Deformación del sistema de amarre (porta-pinzas)	101
7.13. Deformación de la pinza de amarre	102
7.14. Deformación de la pinza de amarre	103
8.1. Sección, explosionado y perspectiva	106
8.2. Vista de conjunto	107
8.3. Secuencia de cálculo seguida para calcular la fuerza de amarre	109
8.4. Elemento más solicitado del diseño	110
8.5. Medidas sistema de accionamiento y amarre del mandril expansible	111
8.6. Rigidez inicial en la pinza	112
8.7. Modelo propuesto y análisis de elementos finitos con ALGOR	113

8.8. Elementos con descentramiento respecto a nariz de husillo . .	115
8.9. Modelo y análisis elementos finitos CATIA	116
8.10. Prototipo final de mandril expansible automático	117

Índice de Tablas

5.1. Dimensiones mandriles y pinzas ensayadas	72
5.2. Características de los materiales del cono y la pinza	74
5.3. Características de los materiales de los componentes	75
6.1. Dimensiones conos patrón	80
7.1. Par de amarre: analítico, MEF, experimental, $F_{acc} = 250N$. .	94
7.2. Rigidez inicial pinza: Analítico, MEF, experimental	96
8.1. Materiales y tratamientos componentes mandril	108

Capítulo 1

Introducción

1.1. Ámbito de la Tesis

Las máquinas herramientas modernas se caracterizan por su elevada rigidez, alta potencia y elevadas velocidades lineales y de rotación, estas extraordinarias prestaciones son necesarias para obtener el máximo partido de las propiedades de las nuevas herramientas de corte, como son, las herramientas de metal duro recubierto, CERMETS, cerámicas, diamante y nitruro de boro cúbico policristalino. También, se han desarrollado novedosos sistemas porta-herramientas para evitar excesivas deformaciones estáticas que reducen la precisión y minimizar las vibraciones forzadas y auto-inducidas que limitan las velocidades de corte y la calidad del acabado superficial del producto mecanizado. Estas nuevas tecnologías tendentes al aumento de la velocidad de giro exigen altísimas prestaciones en los sistemas de sujeción, elementos que sirven de unión entre máquinas con porta-herramientas y máquinas con piezas.

Tradicionalmente, el mecanizado de alta velocidad se ha venido aplicando a procesos de fresado y rectificado, sin embargo, no se ha aplicado tan ampliamente a procesos de torneado, debido, por una parte, a la corta duración del contacto entre la herramienta y la pieza de trabajo y por otra, no menos importante, a la no existencia de un sistema de amarre seguro a altas velocidades de rotación. El problema general de los sistemas de amarre de piezas empleados en torneado, radica en la elevada energía cinética cuando su gran masa es sometida a altas velocidades de rotación, y, en particular, cuando se amarran piezas de trabajo mediante platos de garras, las elevadas fuerzas que actúan sobre las garras durante el mecanizado son un gran inconveniente.

El sistema de sujeción de piezas es un subsistema del sistema de trabajo que, junto con el sistema de herramientas, el sistema cinemático, el sistema energético y el sistema de información, constituyen una máquina-

herramienta. En la práctica, los sistemas de sujeción también se denominan elementos o medios de amarre. La figura 1.1 muestra un porta-pinzas (mandril expansible) automático en servicio.



Figura 1.1: Porta-pinzas (mandril expansible) en servicio, cortesía de RÖHM

Un sistema de sujeción de piezas ha de cumplir tres funciones básicas:

- Posicionar exactamente la pieza de trabajo sobre el eje de mecanizado prescrito y centrar tanto axial como radialmente.
- Soportar las fuerzas y momentos originados durante el proceso de trabajo.
- Arrastrar la pieza en el sentido adecuado, en contra de las fuerzas de corte.

Para cumplir estas funciones y garantizar la seguridad, la precisión y la rentabilidad, los sistemas de amarre deben cumplir los siguientes requisitos:

- Posicionar y orientar exactamente (con alta concentricidad y precisión axial) la pieza de trabajo cada vez.
- Mantener las fuerzas de amarre, en todo el rango de velocidad, lo más constantes posible.
- Proporcionar una alta fiabilidad en la fuerza suministrada y en la transmisión del par de giro.
- Tener un excelente comportamiento dinámico, para lo cual es necesario: poca masa, baja inercia de rotación, desequilibrio controlado y diseño compacto.

- Adaptarse, en la medida de lo posible, a las diferentes piezas y diámetros de amarre, con posibilidad de amarre exterior e interior.
- No suponer un riesgo potencial para la seguridad de las máquinas y de los operadores.
- Poseer alta eficiencia.
- Ser rápidos en el amarre y desamarre de las piezas de trabajo.
- No suponer un elevado coste económico.

La importancia de los sistemas de amarre para torneado por alta velocidad aumenta a medida que se incrementa la capacidad de giro de los centros de torneado y de las máquinas híbridas, los principales fabricantes de equipos de amarre han realizado enormes esfuerzos en el desarrollo de sistemas que compensen las fuerzas centrífugas en las garras, en aras de aprovechar la gran versatilidad de los platos de garras. No obstante, cuando se trata de series de piezas, este criterio de versatilidad pierde su importancia y, en otras ocasiones, por la geometría, características y elevada precisión que debe tener el producto final, no es posible aplicar sistemas de amarre de piezas basados en garras. Es, entonces, cuando se ha de recurrir a sistemas de amarre de piezas basados en pinzas.

A la vista del número de publicaciones realizadas durante los últimos años, se ha prestado amplio interés investigador por los sistemas de amarre para procesos de fresado de alta velocidad, no ha ocurrido lo mismo con los sistemas de sujeción para torneado de alta velocidad quizás por ser un tema no tan atractivo como los nuevos materiales de corte o las nuevas estructuras cinemáticas para máquinas y robots.

La presente Tesis Doctoral se encamina a ampliar el conocimiento en el comportamiento estático y dinámico de los sistemas de sujeción basados en pinzas empleados en el torneado de alta velocidad, tanto en su forma de sujeción por el exterior como por el interior, mediante el desarrollo de diversos modelos analíticos. Los modelos analíticos tratan de dar una explicación a diversos fenómenos, en este caso, los fenómenos son la determinación de las características de los procesos de amarre y desamarre de piezas de trabajo así como los desequilibrios y distorsiones debidos a las cargas dinámicas durante el proceso de mecanizado en platos porta-pinzas. Para implementar los modelos hay que asumir diversas hipótesis que acoten la complejidad del mismo. Además, los modelos propuestos son generalmente semiempíricos, dado que requieren de la experimentación para hallar constantes o funciones determinadas. Como consecuencia de la aplicación de dichos modelos analíticos, se han desarrollado novedosos sistemas, aplicables a los platos porta-pinzas a

fin de mejorar su implementación en los nuevos procesos de mecanizado de alto rendimiento.

1.2. Objetivos

Esta Tesis Doctoral se enmarca en la línea de investigación del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid denominada "modelización de elementos mecánicos y defectología en máquinas". El objetivo principal de esta Tesis es la modelización de un plato porta-pinzas automático mediante técnicas basadas en la teoría del sólido rígido, la elasticidad y la mecánica del contacto, desarrollando una metodología para el diseño de platos porta-pinzas automáticos para alta velocidad de corte en procesos de torneado.

Se propondrán varios modelos analíticos de sistemas de platos porta-pinzas automáticos que contemplen su comportamiento estático, cinemático y dinámico.

- Primeramente, se diseñarán modelos para calcular las fuerzas de corte previstas que han de ser soportadas y se determinará la rigidez que presentan los equipos porta-pinzas frente a las fuerzas de amarre.
- Posteriormente, se propondrán modelos analíticos para determinar las rigideces y deformaciones en el plato porta-pinzas y en la pinza de amarre, donde se calculará la pérdida en la fuerza de amarre inicial, debida a la fuerza centrífuga así como la influencia de las fuerzas de corte dinámicas sobre ellos.

Se comprobarán los resultados de los modelos analíticos formulados con los extraídos de ciertos modelos numéricos que se propondrán. Para ello, se generarán modelos tridimensionales de elementos finitos, implementados en software ANSYS, donde se prestará especial atención a los contactos. En la realización de estos modelos numéricos, se seleccionarán varios platos porta-pinzas básicos de tracción para amarre interior de piezas (mandriles expansibles) que equipan pinzas basadas en la norma DIN 6343.

Se efectuará la validación empírica de los modelos analíticos y numéricos propuestos con un dispositivo experimental diseñado y fabricado para este fin. El banco de ensayos prototipo experimental junto con los diferentes sistemas de medida, servirán para contrastar los resultados obtenidos de los modelos analíticos y numéricos propuestos, que persiguen la predicción del comportamiento estático y dinámico de los platos porta-pinzas automáticos.

Un objetivo secundario será validar una metodología de ensayos no destructivos aplicado a las pinzas de amarre basadas en la norma DIN 6343.

Como aportación patentada, se propone un diseño original de plato porta-pinzas automático, basado en la evolución de los modelos previos.

Finalmente, se propone un diseño original de plato porta-pinzas automático para amarre interior de piezas, mandril expansible, en cuyo diseño se han aplicado los modelos analíticos propuestos y se implementarán innovaciones como: control de presencia, correcto posicionado de la pieza de trabajo y sistema de accionamiento.

Además, se fabricará un prototipo del diseño final de mandril expansible especial propuesto en esta Tesis Doctoral, donde se implementarán todos los sistemas originales que se han apuntado.

También es objetivo de esta Tesis Doctoral que los resultados del presente estudio proporcionen soporte técnico y teórico, de elevada fiabilidad, para la optimización del diseño y aplicación de platos porta-pinzas automáticos en procesos de mecanizado de alto rendimiento, presentándose un prototipo patentado que ha sido diseñado aplicando la citada metodología.

1.3. Fases del desarrollo de la Tesis

La estrategia seguida para el desarrollo progresivo de esta Tesis Doctoral se resume en los siguientes puntos:

1. Acopio de documentación técnica, de carácter industrial y de investigación, relacionada con los siguientes temas:
 - Modelado de sistemas mecánicos.
 - Sistemas y elementos de sujeción empleados en el mecanizado por arranque de viruta: sus características, funcionamiento, defectología y modelos más significativos.
 - Los transductores de fuerza, par y deformación, amplificadores y demás equipos electrónicos necesarios para la realización de las mediciones experimentales.
 - Las principales técnicas de tratamiento y análisis de las mediciones.
 - La simulación de las fuerzas y deformaciones generadas y soportadas por los sistemas de sujeción.

2. Clasificación y estudio de la información anterior.
3. Establecer el modelo estático, durante el proceso de absorción de energía, aplicable a platos porta-pinzas automáticos, teniendo en cuenta las rigideces y deformaciones que aparecen en el sistema.
4. Establecer el modelo dinámico, teniendo en cuenta las rigideces y deformaciones, debidas a las fuerzas dinámicas del proceso, que se originan en este tipo de elementos de amarre.
5. Establecer e implementar los modelos numéricos estáticos y dinámicos para contrastar los modelos analíticos estáticos y dinámicos establecidos.
6. Diseño y fabricación del banco de ensayos.
7. Diseño de los ensayos que se realizaron en el citado banco de ensayos.
8. Realización de los ensayos experimentales en el banco de pruebas y registro de los datos (monitorización).
9. Análisis de resultados y validación de los modelos analíticos y numéricos establecidos.
10. Diseño propuesto de un plato porta-pinzas automático, mandril expansible, aplicando los modelos analíticos establecidos.
11. Establecer las conclusiones y futuras líneas de investigación.
12. Redacción de publicaciones, comunicaciones y patentes.
13. Redacción de la memoria.

1.4. Estado de la Técnica

Las altas velocidades de corte y avance, así como las elevadas exigencias del trabajo, hacen que los nuevos procesos de mecanizado, como el mecanizado en seco, el mecanizado en duro y el mecanizado de alta velocidad, requieran alta rigidez, elevada potencia, y altas velocidades de giro y desplazamiento de las modernas máquinas-herramientas. Estas elevadas prestaciones, han permitido obtener el máximo rendimiento de los nuevos materiales de corte, tales como los carburos recubiertos, los CERMETS, los materiales cerámicos, los *PCD* y los *CBN*. También se han realizado enormes avances en las estructuras de los porta-herramientas, a fin de evitar las flexiones estáticas que limitan la precisión así como las vibraciones forzadas y auto-inducidas que limitan los regímenes de corte y la calidad del acabado superficial. Mientras que se han conseguido relevantes avances en

los materiales de corte, en los diseños de máquinas y porta-herramientas, en múltiples ocasiones el elemento más débil de un sistema de mecanizado son los sistemas de sujeción, figura 1.2. Los fallos en los sistemas de sujeción, no sólo son perniciosos para la calidad del producto mecanizado, sino una fuente de peligro tanto para las máquinas como para las personas.

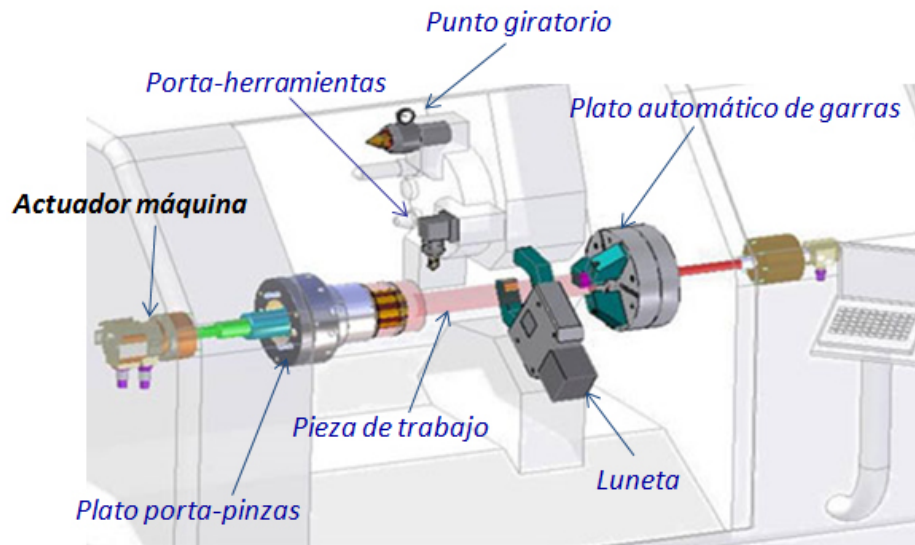


Figura 1.2: Sistemas de amarre en centros de torneado

Hasta finales de los años 80 y principios de los 90 del siglo pasado, la divulgación en publicaciones de investigación técnica sobre sistemas de sujeción, fue poco significativa. Es evidente que, desde principios del siglo XX, se fabricaron sistemas de sujeción, y que éstos eran progresivamente mejorados, realizándose la investigación y desarrollo por los propios fabricantes, que protegían su "*know – how*". No obstante, merecen ser citados algunos trabajos desarrollados durante la segunda mitad del citado siglo por autores como Kracher en 1958, [1], Pahlitzsch en 1959, [2], Solaja en 1968, [3], Wund en 1980, [4], Tsutsumi en 1981, [5], y Kutnet en 1985, [6], que publicaron estudios sobre sistemas de sujeción basados fundamentalmente en modelos según la norma y empíricos. Destacar que la primera norma sobre elementos de sujeción fue la recomendación alemana VDI 3106, [7], del año 1954.

1.4.0.1. Sistemas de amarre de herramientas de corte

El sistema de amarre de herramientas sirve de unión entre la herramienta de corte y el porta-herramientas y éste a su vez se conecta al husillo o

torreta de las máquinas, figura 1.3. Tradicionalmente, los sistemas de amarre de herramienta más usados han sido los sistemas Weldon, los porta-pinzas y los porta-herramientas para aplicaciones no críticas, tales como el taladrado. Estos sistemas se han mostrado inadecuados para satisfacer los requerimientos de los modernos procesos de mecanizado. Las razones fundamentales de esta inadecuación son la asimetría en el amarre y el elevado número de componentes independientes, estas razones condicionan su precisión, rigidez y capacidad de amarre.

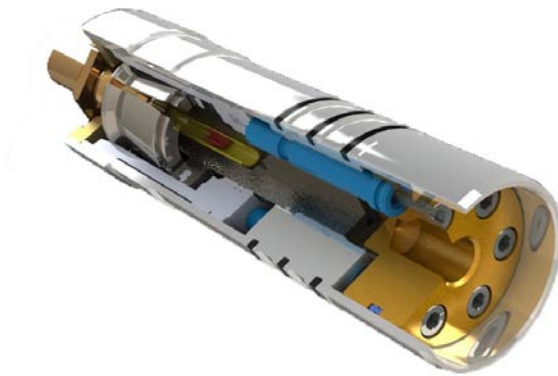


Figura 1.3: Husillo con pinza para porta-herramientas

En el año 1990, Fadyushin et al., [8], calcularon la deflexión angular provocada por el momento torsor generado por las fuerzas de corte en un sistema Weldon. En 1998, Rotberg et al., [9], realizaron medidas de rigidez en varios sistemas Weldon, empleando para ello barras de carburo de 12,7 mm de diámetro y 90 mm de voladizo, concluyeron que la rigidez de un sistema Weldon de dos pernos de amarre es aproximadamente un 15 % inferior que la rigidez de un sistema de amarre con ajuste fijo, mientras que un Weldon con un único perno presenta una rigidez aproximadamente un 60 % menor. En 1999, Elderfield y Hall, [10], propusieron un diseño Weldon modificado para diámetros de herramienta de entre 6 a 12 mm basado en efecto cuña, con lo cual consiguieron una mayor fuerza de amarre que con los sistemas Weldon tradicionales y por consiguiente una distribución de presiones más uniforme. Fitz-Rite [11], en el año 2000, presentó un sistema Weldon, denominado "*stub – lenght*", para fresas de acabado, en el cual el mango de la herramienta entra dentro de la parte cónica del porta-herramientas y es sujetado por dos tornillos, reduciéndose así el voladizo de la herramienta y

aumentándose la rigidez del amarre.

Uno de los sistemas de amarre de herramientas más versátiles que se conoce es el porta-pinzas. Los porta-pinzas usan casquillos de amarre denominados pinzas, que cuentan con finas ranuras y se fabrican en acero para muelles con un alto grado de precisión tanto en la superficie interior, cilíndrica, como la exterior, cónica. Las fuerzas de corte y centrífuga que actúan sobre las pinzas durante el mecanizado, distorsionan las superficies de contacto, provocando desplazamientos radiales en la pinza y angulares en la herramienta amarrada. Estos desplazamientos angulares dependen fundamentalmente del momento torsor y de la rigidez angular de la pinza.

Fadyushin et al., [8], en 1990 y posteriormente, en 1998, Rotberg et al., [9], determinaron que la rigidez estática de un porta-pinzas es bastante elevada, sólo un 5 % menor que la de un amarre por ajuste o monolítico, no obstante, cualquier pequeño cambio en el diseño y fabricación puede traducirse en cambios significativos en la rigidez. Cuando con un porta-pinzas es necesario conseguir una elevada fuerza de sujeción, la tuerca de operación provocará un desalineamiento que afectará negativamente a la concentricidad y distribución de las fuerzas de amarre. Este efecto, queda solucionado mediante los sistemas porta-pinzas actuados de forma neumática o hidráulica.

En 1989, Tsutsumi, [12], demostró que las pinzas formadas por finas ranuras presentan una baja repetibilidad en la distribución de las fuerzas de amarre. Sin embargo las pinzas formadas por agujeros o cajeados longitudinales, normalizadas por la Asociación Japonesa de Constructores de Máquinas-Herramienta, presentan una mejor repetibilidad en la distribución de fuerzas de amarre y son capaces de generar fuerzas de 3 a 4 veces superiores.

Los métodos de medición de presiones de contacto basados en película no son completamente adecuados para el caso de los porta-pinzas, dado que varían significativamente los resultados, según los estudios realizados por Schulz et al. en 1994, [13]. No obstante, Tsutsumi en 1989, [12], desarrolló un dispositivo, basado en extensometría, para medir las presiones de contacto entre la pinza y el objeto amarrado. Una técnica similar también fue empleada por Akhramovich et al., [14], en el año 1995, para medir la distribución de presiones en platos de torno.

Se ha establecido que la distribución de las fuerzas de amarre, a lo largo de la pieza amarrada, es más uniforme a medida que aumenta la presión de amarre y esto, a su vez, se traduce en que la reducción en la fuerza de amarre

debida a las fuerzas centrífugas no es significativa hasta elevadas velocidades de giro del elemento porta-pinzas. Así Schulz et al. en 1994, [13], desarrollaron un método experimental para determinar el par transmitido por una pinza bajo diferentes condiciones, primero observaron que el coeficiente de fricción entre una pinza y una herramienta cuya superficie está desengrasada es alrededor de 0,25 con una incertidumbre del 20 %. También observaron que la aplicación dinámica del par no influye significativamente en el par de amarre y que la fuerza centrífuga, a una velocidad de giro de $30000 \frac{r}{min}$, no reduce dicho par de amarre más allá de un 10 %.

En 1998, Smith et al., [15], estudiaron las características dinámicas y la consistencia de los elementos porta-pinzas, la consistencia de un amarre mediante pinzas depende de la uniformidad en la distribución de fuerzas en el elemento. Estos autores demostraron que la rigidez de la herramienta amarrada se incrementa y, por tanto, su posibilidad de vibración disminuye exponencialmente con el aumento la fuerza de amarre. También quedó demostrado que el empleo de bajas fuerzas de amarre conducen a una baja repetibilidad en los valores obtenidos de rigidez y amortiguación.

Cuando se emplean contactos rígidos para transmitir fuerzas de amarre, incluso las más pequeñas variaciones en cualquiera de los contactos pueden conducir a generar grandes fluctuaciones en la distribución de fuerzas. Estas variaciones en la distribución de fuerzas son muy pronunciadas en porta-pinzas sometidos a la acción de la componente radial de la fuerza de corte aplicada de forma cíclica. Esta situación se evita introduciendo elementos flexibles, por ejemplo muelles, en el sistema. Kuznetsov et al. en 1985, [6], amarraron con pinzas y muelles objetos de entre 100-120 mm de diámetro, obteniendo una precisión de posicionado de $4 \mu m$, sin embargo, cuando rigidizaron, eliminando los muelles, esta variación en posición fue de $80 \mu m$. Las condiciones de contacto entre el mango de la herramienta y las garras de la pinza dependen en gran medida de la variación del diámetro amarrado. Las pinzas con base de goma presentan una menor sensibilidad a las variaciones en diámetro y consiguen un mejor amarre, debido a que se requiere menor fuerza para deformar la pinza, aprovechándose más fuerza para amarrar y obteniéndose mejores condiciones de contacto. Por lo anteriormente expuesto, un aumento en las fuerzas de amarre, mejorará la consistencia del amarre y disminuirá la sensibilidad a las fuerzas de corte y centrífuga del elemento porta-pinzas.

Dado que un porta-pinzas es, básicamente, un mecanismo de cuña, la fuerza de amarre depende de la eficiencia de las cuñas y del rozamiento entre las superficies cónicas en contacto. Generalmente, se consigue un aumento en la eficiencia de las cuñas aumentando la fuerza de entrada o reduciendo

el rozamiento entre las superficies. Lewis, en el año 1994, [16], comprobó que añadiendo aceite ligero en la cavidad de un porta-pinzas se obtenían valores de entre un 40 % a un 45 % mayores en el par de amarre. Sin embargo, esta solución resulta muy difícil de implementar en la práctica, puesto que la inclusión del aceite entre la pinza y la herramienta provocará la pérdida de la mejora obtenida. El aumento de la fuerza de entrada, posibilita la reducción en el ángulo del cono, obteniéndose así una mayor ventaja mecánica. No obstante, un incremento significativo en la fuerza de entrada se traduce en dispositivos de sujeción más pesados. También es posible reducir el coeficiente de rozamiento entre las superficies cónicas en contacto empleando sistemas basados en rodadura, en lugar de sistemas basados en deslizamiento, existiendo en el mercado multitud de soluciones que aplican este principio.

Por otro lado, es posible conseguir un aumento significativo en la fuerza de amarre, aumentando la fricción entre la superficie de amarre de la pinza y el mango de la herramienta. Se puede conseguir un aumento efectivo de esta fricción usando superficies de amarre aserradas de alta dureza. Esto incrementa las presiones de contacto, originando pequeñas indentaciones en el mango de la herramienta. En la década de los noventa, soluciones de este tipo fueron propuestas por diferentes autores, [17, 18, 19, 20, 21].

Las micro rebabas que aparecen como consecuencia del proceso de fabricación de pinzas de sujeción son muy perjudiciales tanto para la correcta transmisión de la fuerza de amarre como para el producto final. Du Kim et al., [22], proponen un procedimiento de desbarbado de pinzas mediante chorro de abrasivo. Estos autores obtienen mejores resultados con el empleo de polvo de Carburo de Silicio (SiC) que cuando emplean polvo de Alúmina (Al_2O_3), y demuestran experimentalmente que el proceso no afecta a las características de las pinzas, sino que además mejora su acabado superficial.

Los mecanismos de los porta-herramientas, anteriormente descritos, se caracterizan por tener varias piezas en contacto con el mango de la herramienta amarrada. Esto es una importante fuente de errores de posicionado debido a la acumulación de tolerancias. Este efecto es especialmente negativo en el mecanizado por alta velocidad y especialmente en el micromecanizado. Este inconveniente ha llevado al desarrollo de sistemas de sujeción de herramientas donde el mango de la herramienta es directamente acoplado al porta-herramientas. Esta solución elimina pares de contacto y, por tanto, disminuye el número de fuentes de error. Los dos sistemas más usados son el amarre térmico y el amarre mediante métodos hidráulicos de elevada fuerza. No obstante, y debido por un lado a la complejidad del desarrollo del equipamiento específico que requerirían los amarres térmicos para estos tamaños y por otro al elevado tamaño de los equipos hidráulicos, ha sido necesario,

desarrollar novedosos sistemas de amarre basados en aleaciones especiales, para el caso del micromecanizado.

Cook, en 1994, [23], patentó un método consistente en un taladro coaxial practicado en el porta-herramientas, cuyo diámetro es de entre 12-75 μm más pequeño, que el mango de la herramienta que va a ser introducido. Para lo cual, el porta-herramientas ha de ser calentado hasta que el taladro coaxial practicado se dilate lo suficiente para que la herramienta sea introducida. Después se enfría, quedando la herramienta unida estructuralmente al porta-herramientas. Para sacar la herramienta es necesario aplicar el proceso inverso. Para realizar estas operaciones, existen en el mercado numerosos sistemas de calentamiento. Este método presenta excelentes características según los estudios realizados por Tlustý en 1994, [24], y por Rotberg et al. en 1998, [9]. Las ventajas que los sistemas de amarre térmico presentan son, alta precisión, alta fuerza de amarre, alta rigidez y baja sensibilidad a la fuerza centrífuga. La principal desventaja que presentan es su baja amortiguación. En 2007, Schmitz et al., [25], presentaron un modelo de elementos finitos para evaluar la rigidez y amortiguación en este tipo de elementos de amarre de herramientas, seguidamente introdujeron los datos obtenidos en un análisis de la subestructura de recepción de acople (Receptance Coupling Substructure Analysis *RCSA*), que les permitió determinar la respuesta a frecuencia de la herramienta, y por tanto, calcular su voladizo óptimo y finalmente comprobaron los resultados obtenidos experimentalmente. En el año 2006, Jifu, [26], estudió la influencia de la rigidez equivalente del conjunto formado por, el porta-herramientas de amarre térmico y la propia herramienta de corte, en la estabilidad del mecanizado. Recientemente, Zhou et al., [27], han publicado un modelo de elementos finitos combinado con técnicas experimentales de análisis modal, para determinar la rigidez radial de un amarre de herramienta por el citado sistema de contracción térmica.

Con los elementos hidráulicos de sujeción de herramienta, se consiguen fuerzas de amarre similares a las obtenidas con los sistemas por contracción térmica, evitando, por un lado, los problemas que el calentamiento a altas temperaturas puede originar en el porta-herramientas y, por otro lado, ahorrando tiempo en las operaciones de amarre y desamarre de la herramienta. Básicamente, su funcionamiento consiste en contraer o expandir una membrana o pinza por la acción de la presión hidráulica. Proporcionan buenas características en cuando a la concentricidad y precisión de posicionado de la herramienta amarrada. Sin embargo, presentan una rigidez inferior a la de los amarres térmicos y por pinzas, según comprobaron experimentalmente, en el año 1998, Rotberg et al. [9]. Debido a esta baja rigidez, estos elementos de amarre de herramienta, no son apropiados para trabajos de desbaste, pero, en cambio, son muy recomendables para operaciones de semi-acabado

y acabado. También hay que tener presente que la membrana o pinza de amarre, comienza a ser efectiva a una distancia de entre 10 a 15 mm del extremo del porta-herramientas, aumentando, por consiguiente, la longitud de voladizo de la herramienta amarrada. Otro inconveniente es su elevado precio dado que son dispositivos de sujeción muy complejos que además han de ser fabricados con muy alta precisión. Diferentes fabricantes han desarrollado sistemas hidráulicos de sujeción de herramienta, denominados "*tribos*", en los cuales, el sistema de presión, está fuera del propio porta-herramientas, dando excelentes resultados en lo referente a concentricidad y posicionado con muy bajo desequilibrio, siendo su principal inconveniente, lo voluminoso de su sistema externo de presión. En el año 1990, Müllemberg, [28], propuso un porta-herramientas hidráulico con sistema de cuña, obteniendo así una gran amplificación en la fuerza de amarre. Con el sistema de amarre hidráulico, inventado por Massa en 1991, [29], se consiguen características similares a las del amarre térmico, empleando una aleación que rodea la membrana de amarre y que funde a bajas temperaturas, en torno a los 60°C, lo cual permite desamarrar y amarrar la herramienta de corte por variación de presión. Recientemente, Wang et al., [30, 31], han realizado modelos de elementos finitos para este tipo de elementos de amarre de herramientas de corte, estudiando su rigidez radial, la influencia de la tolerancia de la herramienta y su comportamiento dinámico.

En el caso del micro-mecanizado, Kramer et al., en 1994 [32], y Rivin, en 2000 [33], expusieron el diseño de un amarre de herramienta de corte, directo a husillo de máquina, que emplea aleaciones con efecto memoria (Shape Memory Alloy "*SMA*"). Posteriormente, Shin et al., en el año 2009, [34], y Malukhin et al., en 2011, [35], han desarrollado sendos prototipos para micro-mecanizado, empleando pinzas de este tipo de aleaciones y comprobando a priori, mediante modelos analíticos y de elementos finitos, su viabilidad.

1.4.0.2. Sistemas de amarre de piezas

Los dispositivos de amarre de piezas, más comúnmente usados en operaciones de fresado, son las mordazas, y en el caso de operaciones de torneado, son los platos de garras. Aunque, no siempre estos dispositivos se adaptan a las necesidades y exigencias del mecanizado, existen otros dispositivos de amarre alternativos, como los platos porta-pinzas, grapas de amarre, arrastradores, etc. En otras ocasiones, se hace imprescindible, acudir a costosos diseños basados en el "*know – how*" de un ingeniero para dar una solución a un determinado problema de amarre.

El requisito fundamental de los elementos de amarre de piezas se relaciona con conceptos cinemáticos, de precisión en el posicionado de la pieza

de trabajo y con las fuerzas de amarre, estos conceptos han sido ampliamente estudiados durante los últimos veinte años. Durante los años 80 y 90, Asada et al. [36], Chou et al. [37], Lee et al. [38], DeMeter [39], King et al. [40], Fuh et al. [41] y Jeng et al., [42], propusieron modelos basados en la teoría del sólido rígido que pueden emplearse para analizar los problemas de posicionado, restricciones, estabilidad del amarre, disposición y cálculo de fuerzas de amarre en dispositivos de amarre de piezas con amplias áreas de contacto, como son las mordazas. Estos modelos, se mostraron insuficientes para resolver las fuerzas y momentos entre los diferentes contactos, dado que, resultaban en problemas estáticamente indeterminados. Esta limitación puede evitarse teniendo en cuenta la deformación elástica entre la pieza y el elemento de amarre, según propusieron Hockenberger et al. en 1996 y Li et al. en 1998, [43, 44]. Sin embargo, estos autores no tuvieron en cuenta la rigidez del contacto y no aplicaron sus modelos a dispositivos de amarre con amplias áreas de contacto. En 2000 y 2001, Li et al. [45, 46], propusieron modelos, basados en contactos elásticos y en el principio de mínima energía, para calcular y optimizar la fuerza de amarre en mordazas. En el año 2003, Wang et al., [31], propusieron un modelo para calcular las fuerzas de amarre en los puntos de contacto teniendo en cuenta fuerzas de rozamiento en dichos puntos. Recientemente, Lu et al., [47], proponen un modelo para este tipo de elementos de amarre, basado en algoritmos genéticos a fin de optimizar la fuerza de amarre y el posicionado de la pieza de trabajo, obteniendo además una alta eficiencia computacional.

Los sistemas de sujeción, usados en fresado, pueden ser modelizados mediante el método de los elementos finitos. No obstante, suelen resultar modelos muy complejos que tienen un elevado coste computacional y también son muy sensibles a las condiciones de contorno. Durante las dos últimas décadas, autores como Lee et al., Menassa et al., Melkote et al., Trappey et al., Cai et al., Chandra et al., Liao et al., DeMeter et al., Asante, Sánchez et al. y Lu et al., [47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57] han realizado modelos de elementos finitos de sistemas de amarre para fresado. En otras ocasiones, autores como Li et al., [46], descartan el empleo de modelos de elementos finitos, debido a su elevado coste computacional.

Actualmente, Abellán-Nebot et al., [58], proponen sistemas de amarre para fresado altamente sensorizados a fin de que estos equipos se adecúen a los nuevos procesos de mecanizado adaptativo, ampliamente descritos por Correa, [59], en su Tesis Doctoral.

Los sistemas de sujeción de pieza para procesos de torneado, han de ser eficaces, no sólo en fijar la posición de la pieza de trabajo y en la transmisión de las fuerzas de amarre, sino también deben de ser de alta eficacia en la

transformación de la dirección de la fuerza de amarre, pudiendo ser en las direcciones radial, axial-radial y axial, según las necesidades.

Los platos de garras se pueden clasificar atendiendo a su forma de accionamiento en manuales o automáticos. En un plato manual la fuerza muscular del operador transmitida por una llave enclava y desenclava el elemento de amarre. Para platos automáticos, la fuerza de accionamiento se aplica mediante cilindros hidráulicos, neumáticos o accionamientos eléctricos.

Durante el siglo pasado, Pahlitzsch et al., Solaja et al. y Thornly et al., [2, 3, 60], realizaron modelos analíticos y experimentales para determinar las fuerzas de amarre y sus pérdidas como consecuencia de las fricciones y fuerza centrífuga en platos manuales de espiral de Arquímedes.

El problema básico de la sujeción de piezas de trabajo, mediante platos automáticos, es la elevada fuerza centrífuga que actúa sobre las garras durante el proceso de torneado. La fuerza centrífuga aumenta con el cuadrado de la velocidad de rotación, provocando, por consiguiente, una pérdida en la fuerza efectiva de amarre. Los modelos para el cálculo de fuerza de amarre, propuestos durante los años 80 y 90 por autores como Thormählen, Steinberger, Nyamekye et al., Rahman et al. y la recomendación alemana VDI 3106, [61, 62, 63, 64, 7], consideran al plato y a la pieza de trabajo como sólidos rígidos, y, por tanto, se asume que la pérdida total en la fuerza de amarre es igual a la fuerza centrífuga que actúa sobre las garras durante el proceso de trabajo. Ema et al., en 1994, [65], tuvieron en cuenta las deformaciones elásticas producidas en las garras del plato y en la pieza de trabajo como consecuencia de las fuerzas de amarre y centrífuga, concluyendo, por tanto, en que no toda la fuerza centrífuga se transforma en pérdida de fuerza de amarre. Este último planteamiento fue aplicado por Feng et al. en 2008, [66], para proponer un modelo de cálculo de fuerzas de amarre más preciso para los procesos de alta velocidad de torneado. Feng et al., también realizaron modelos de elementos finitos y experimentales con platos automáticos que implementaban sistemas de compensación de fuerza centrífuga.

Si bien los platos de garras son los elementos de amarre más comúnmente empleados en las máquinas CNC, no siempre son la mejor opción. En el año 2002, Minton et al., [67], proponen los platos porta-pinzas como una alternativa a los platos de garras. Los platos porta-pinzas, al igual que los platos de garras, amarran las piezas de trabajo mediante fuerza mecánica. Existen en el mercado versiones para sujeción exterior y para sujeción interior, éstos últimos denominados mandriles expansibles y disponiéndose también de versiones de accionamiento manual y automático. La principal desventaja que presentan los platos porta-pinzas con respecto a los platos de

garras es su baja versatilidad en cuanto a los diámetros que pueden amarrar, pero presentan importantes ventajas frente a los platos de garras como son: una mayor ligereza, permitiendo mayores velocidades de giro, amarre en la totalidad del diámetro de la pieza de trabajo, consiguiendo una mayor precisión en el posicionado de la pieza, con bajos desequilibrios en la sujeción y, además son mucho más rápidos en las operaciones de amarre y desamarre pues necesitan cortos recorridos de los actuadores.

Recientemente, Soriano et al., [68], han propuesto novedosos sistemas, aplicables a sistemas de amarre de piezas, a fin de mejorar su implementación en los nuevos procesos de mecanizado de alto rendimiento y optimizar su funcionamiento en la detección del correcto posicionado de la pieza de trabajo y fuerzas de amarre. También, Soriano et al., [69, 70, 71], han publicado modelos, basados en la mecánica del sólido rígido y la elasticidad, para calcular la fuerza mínima de amarre necesaria en platos porta-pinzas automáticos.

Finalmente, se debe indicar la gran cantidad de normas establecidas, de nivel nacional, europeo e internacional, tanto para la denominación de los términos o las características operativas de los elementos de amarre, como para el vocabulario y la evaluación de sus propiedades mecánicas. Algunas de ellas serán referenciadas a lo largo del desarrollo de la presente Tesis Doctoral. Las más significativas de ellas son: EN 1550 [72], ISO 19719 [73], Directiva Máquinas [74], ISO 3089 [75] y VDI 3106 [7].

1.5. Estructura del documento

La memoria se estructura en nueve capítulos, correspondiéndose en gran medida con las tareas planteadas en los objetivos expuestos anteriormente, bibliografía y anexos, tal como se detallan a continuación:

- *Capítulo 1-Introducción.*
En el capítulo 1 se presenta una breve introducción al tema de la Tesis, se describen los objetivos planteados, las fases del desarrollo, el Estado de la Técnica y la estructura que tendrá la memoria.
- *Capítulo 2-Metodología.*
En este capítulo se describe la metodología empleada en el desarrollo de la Tesis los procedimientos, los materiales, máquinas, equipos y software empleados.
- *Capítulo 3-Análisis de los mecanismos de amarre y desamarre.*
En este capítulo, se propone un modelo analítico para explicar los principios de amarre y desamarre en platos porta-pinzas destinados al

amarre de piezas de trabajo, en su estado estático, durante el proceso de absorción y transmisión de fuerza por la pinza de amarre, antes de iniciar el proceso de arranque de viruta, obteniéndose de esta forma la fuerza de accionamiento mínima inicial, la deformación mínima necesaria en los elementos de contacto de la pinza de amarre y la capacidad de centrado a través de la rigidez del sistema.

- **Capítulo 4-*Influencia de las fuerzas dinámicas en proceso.***
En este capítulo, una vez amarrada la pieza, se estudian los efectos que sobre los mecanismos de amarre y desamarre de un elemento de amarre basado en pinzas provocan las fuerzas dinámicas durante el proceso de arranque de viruta.
- **Capítulo 5-*Modelos numéricos.***
Se describen los modelos numéricos de pinzas, procesados utilizando el Método de los Elementos Finitos e implementados en software ANSYS, que servirán para comprobar los resultados obtenidos en los modelos analíticos propuestos en los capítulos 3 y 4.
- **Capítulo 6-*Dispositivo experimental y ensayos.***
Se propone y detalla un prototipo experimental de sistema de sujeción por pinzas con sus componentes así como el diseño de los experimentos que servirán de validación de los resultados obtenidos en los modelos analíticos y numéricos propuestos, que persiguen la predicción del comportamiento estático y dinámico de los platos porta-pinzas automáticos. Presentando, además, una metodología de ensayos no destructivos, en su aplicación a las pinzas de amarre.
- **Capítulo 7-*Resultados y evaluación.***
Se realiza la exposición, comparación y análisis de los resultados, tanto experimentales como obtenidos en la simulación de los modelos analíticos y numéricos.
- **Capítulo 8-*Diseño final.***
Se propone el diseño original de un mandril expansible especial automático para la realización de segundas operaciones de torneado en piñones de cajas de cambios de automoción, que ha de ser amarrada por su interior, realizando su análisis cinemático y dinámico mediante los modelos analíticos establecidos y presentando los modelos numéricos implementados en los programas ALGOR y CATIA, para determinar las rigideces de los contactos. El diseño incluye un novedoso sistema de detección de presencia y posicionado de pieza por aire comprimido que además permite también controlar la fuerza de accionamiento y un innovador sistema de transmisión de fuerza que optimiza su estructura.

- Capítulo 9- *Conclusiones*.

Se exponen las conclusiones finales de la Tesis, resaltando las aportaciones de la misma. Finalmente, se proponen algunos posibles trabajos futuros que continúen y complementen esta investigación.

- *Bibliografía*.

Se hace una lista de los documentos más relevantes que se han consultado para la realización de esta Tesis Doctoral, tales como: libros, revistas especializadas, actas de congresos, conferencias, comunicaciones, notas técnicas, normas, patentes, etc.

- *Anexos*.

En disco adjunto se incluyen los planos detallados y modelos geométricos del diseño final propuesto.

Capítulo 2

Metodología

2.1. Introducción

Esta investigación se desarrolla en cinco etapas principales, que culminan en el desarrollo de innovaciones en elementos de amarre basados en pinzas, para centros de torneado de alta velocidad de producción en serie. Estas innovaciones van dirigidas hacia la automatización y el mecanizado desatendido para incrementar la productividad y fiabilidad, minimizando así los costes.

Las etapas de la presente investigación son:

- Fundamentos teóricos sobre elementos de amarre, particularizando para el sistema de sujeción por pinza expansible.
- Propuesta de modelos analíticos de platos porta-pinzas expansibles.
- Comprobación de los resultados de los modelos analíticos formulados con los extraídos de los modelos numéricos propuestos.
- Validación empírica de los modelos analíticos y numéricos presentados con un dispositivo experimental diseñado y fabricado para este fin.
- Propuesta de un diseño original de plato porta-pinzas automático, basado en la evolución de los modelos expuestos.

2.2. Fundamentos teóricos

En esta etapa se efectúa una revisión de los elementos teóricos necesarios en esta investigación. También se realiza la exploración del estado de la técnica en modelos para la predicción de las fuerzas de amarre necesarias para el mecanizado de piezas de trabajo, así como de las técnicas usadas y la experimentación realizada.

2.3. Propuesta de modelos analíticos

Los modelos analíticos propuestos están basados en la mecánica del sólido rígido, la elasticidad y la mecánica del contacto.

Inicialmente, se modelizan los mecanismos de amarre en su estado estático inicial, antes del inicio del proceso de arranque de viruta, para lo cual se calculan las fuerzas de corte previstas que han de ser soportadas y, finalmente, se determina la rigidez que presentan los equipos porta-pinzas frente a las fuerzas de amarre. Detalladamente:

- Se propone un modelo analítico para explicar los principios de amarre y desamarre en platos porta-pinzas automáticos destinados al amarre de piezas de trabajo, en su estado estático, durante el proceso de absorción y transmisión de fuerza por la pinza de amarre, antes de iniciar el proceso de arranque de viruta.
- Se obtendrá la fuerza de accionamiento mínima inicial, la deformación mínima necesaria en los elementos de contacto de la pinza de amarre y la capacidad de centrado a través de la rigidez del sistema.
- Los efectos que la cargas tendrán sobre el elemento de amarre durante el proceso de trabajo, caso dinámico, no se consideran en este modelo pero en el siguiente, una vez amarrada la pieza, si se tienen en cuenta los efectos que sobre el elemento de amarre provocan estas fuerzas dinámicas.
- Se realizará un análisis de tolerancias, para determinar las holguras máxima y mínima entre la pinza de amarre y la pieza de trabajo. Ello es necesario para establecer el valor de las holguras entre la pieza de trabajo y la pinza de amarre, para calcular la deformación necesaria de la pinza de amarre para alcanzar el contacto con la pieza de trabajo.

- El proceso de amarre y desamarre se realizaría con el husillo de la máquina parado, por tanto, sólo se consideran la fuerza de amarre y la fuerza de accionamiento.
- Se supondrá que cada uno de los elementos de contacto de la pinza de amarre como una viga en voladizo, según la elasticidad de materiales clásica para pequeñas deformaciones.
- La presión entre el cono y la pinza de amarre es considerada uniforme.
- Una vez alcanzada la posición de contacto entre los elementos de contacto de la pinza y la pieza de trabajo, el resto de la fuerza de amarre aplicada provoca deformaciones en los elementos del plato porta-pinzas, apareciendo desplazamiento radial y flexión lateral en los elementos de contacto de la pinza. La rigidez del elemento porta-pinzas se representará mediante dos parámetros específicos para los elementos de accionamiento (cono y pistón) y otros dos parámetros específicos para la pinza de amarre:
 - La rigidez radial del sistema de accionamiento formado por el pistón y el cono de accionamiento, medida en su posición central.
 - La rigidez a flexión del sistema de accionamiento.
 - La rigidez radial de los elementos de contacto de la pinza de amarre, medida en el punto medio de la superficie en contacto con la pieza de trabajo.
 - La rigidez a flexión de los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre.
- Las deformaciones radiales en la posición de amarre constarán de cuatro componentes:
 - El desplazamiento radial del sistema de accionamiento.
 - El desplazamiento radial debido a la flexión del sistema de accionamiento.
 - El desplazamiento radial relativo de los elementos de contacto o garras de la pinza con respecto al sistema de accionamiento.
 - El desplazamiento radial relativo debido a la flexión de las garras de la pinza con respecto al sistema de accionamiento.

- El parámetro final a determinar con el modelo será la rigidez radial total de un plato porta-pinzas, en la posición de amarre estática inicial, originada por los efectos de la fuerza inicial de amarre.

Seguidamente, se propone un modelo dinámico, donde teniendo en cuenta la rigidez de los equipos, se calculará la pérdida en la fuerza de amarre inicial, debida a la fuerza centrífuga así como la influencia de las fuerzas de corte dinámicas sobre ellos. Conviene reseñar de este modelo que:

- El modelo analítico ahora presentado, considerando la rigidez del plato porta-pinzas, estudia los efectos provocados en la fuerza de amarre por la fuerza centrífuga (sin tener en cuenta los efectos provocados por la fuerza de corte).
- La fuerza inicial de amarre y por tanto la fuerza de accionamiento, anteriormente calculadas, se verán corregidas con este modelo. En el modelo se estudiará la variación en la fuerza de amarre, debida a la fuerza centrífuga, sobre cada uno de los elementos de contacto de la pinza y sobre el sistema de accionamiento:
 - La variación de rigideces y deformaciones en el plato porta-pinzas, causadas por la fuerza de centrífuga sobre los elementos de contacto o garras de la pinza.
 - La variación de rigideces y deformaciones en el plato porta-pinzas, causadas por de la fuerza de centrífuga sobre el cono de accionamiento.
 - La variación de rigideces y deformaciones en el plato porta-pinzas, causadas por los efectos de la fuerza de centrífuga sobre el pistón de accionamiento.
- Las rigideces de los diferentes componentes se consideran que se tratan de pequeñas deformaciones elásticas y se calcularán analíticamente mediante las ecuaciones de la elasticidad clásica.
- También se plantearán los diagramas de rigideces para la determinación de la fuerza de amarre efectiva, considerando los efectos de la fuerza centrífuga y teniendo en cuenta la influencia de las diferentes rigideces consideradas para los casos de amarre por el exterior, platos porta-pinzas, y para los casos de amarre por el interior, mandriles expansibles.

Se finaliza proponiendo un modelo analítico que determina las deformaciones debidas a las fuerzas de proceso o de corte en el plato porta-pinzas y en la pinza de amarre. Es decir, se propone un modelo analítico de contacto, donde se evaluarán los efectos críticos que sobre un plato porta-pinzas tienen las fuerzas de corte, lo cual conducirá a optimizar las fuerzas iniciales de amarre y de accionamiento.

En este tipo de procesos, las fuerzas de corte, originan sobre el plato plato-portapinzas un esfuerzo axial, un esfuerzo radial, un momento torsor y un momento flector. Como consecuencia, las reacciones originan desplazamientos e inclinaciones del sistema de amarre. En el modelo propuesto, se considerarán:

- Las deformaciones por esfuerzos radiales.
- Las deformaciones por momentos flectores.
- Las deformaciones debidas a los momentos torsores se desprecian porque son muy pequeñas respecto a las provocadas por la resultante radial y de momentos flectores.
- Tampoco se consideran las reacciones en la dirección axial, por quedar asumida por el tope del plato porta-pinzas.

Los estudios realizados en los modelos se referirán siempre a la fuerza máxima de accionamiento admisible por el sistema de amarre propuesto. En la figura 2.1 se muestra la secuencia de cálculo que se seguirá para determinar la fuerza de amarre dinámica efectiva del prototipo final propuesto, teniendo en cuenta las correcciones debidas a las rigideces y deformaciones de los componentes del mandril expansible especial, según los modelos analíticos que se proponen en la presente Tesis Doctoral.

2.4. Modelos numéricos

Con el objetivo de comprobar los modelos analíticos propuestos, se generan modelos tridimensionales de elementos finitos, implementados en software ANSYS, donde se ha prestado especial atención a los contactos entre los elementos transmisores de fuerza y a las condiciones de contorno, decisivas en el proceso de modelizado.

En la realización de los modelos, se han seleccionado varios platos porta-pinzas básicos accionados por tracción, para el amarre por el interior de las piezas de trabajo (mandriles expansibles) que equipan pinzas basadas en la norma DIN 6343.

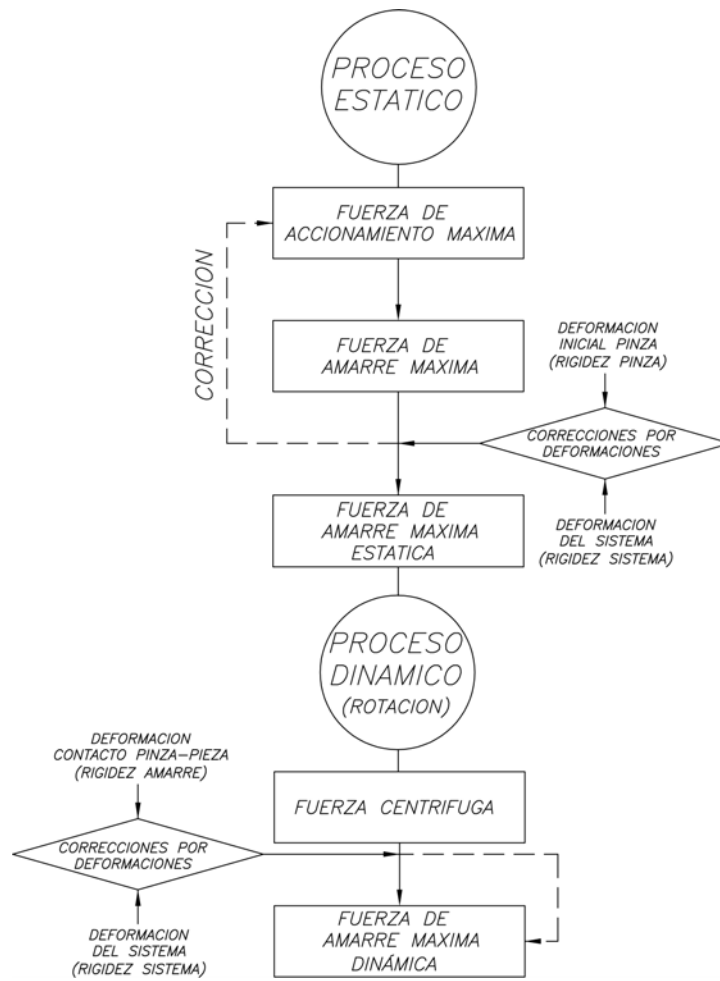


Figura 2.1: Secuencia de cálculo seguida

Para realizar la simulación, se optó por un modelo tridimensional completo de la pieza de trabajo y la pinza de amarre, donde se consideraron diversos tamaños de malla hasta obtener la convergencia requerida en los resultados. Detalladamente, los modelos numéricos que se plantearán, serán los siguientes:

- Modelo para los mecanismos de amarre y desamarre. Se realizarán varias simulaciones estáticas por pinza ensayada.
- Modelos para las deformaciones sin velocidad de giro. Se realizarán diferentes simulaciones no lineales estáticas y dinámicas.

- Modelos para las deformaciones con velocidad de giro:
 - Considerando la Influencia de la fuerza centrífuga. Se realizarán diferentes simulaciones no lineales dinámicas, con iguales condiciones que en el caso del estudio estático pero ahora se animará a diferentes velocidades de giro, aplicadas de forma incremental.
 - Considerando la influencia de las fuerzas de proceso. Se llevarán a cabo diversas simulaciones no lineales dinámicas, aplicando las fuerzas de corte o de proceso calculadas en los modelos expuestos, de forma incremental.
- Se simulará el funcionamiento, estática y dinámicamente, de una gama de pinzas de amarre que posteriormente serán ensayadas experimentalmente.

2.5. Trabajo experimental

Esta es una fase muy importante de la presente investigación, ya que persigue la validación experimental de los modelos propuestos para el cálculo de las fuerzas de amarre en platos porta-pinzas. Para lo cual se fabricará un prototipo automático experimental con las más altas exigencias.

En este proceso, se realizará el prototipo experimental, con sus componentes, y los diferentes sistemas de medida, así como el diseño de los experimentos que servirán de validación de los modelos analíticos y numéricos propuestos, que persiguen la predicción del comportamiento estático y dinámico de los platos porta-pinzas automáticos.

Un objetivo secundario será validar una metodología de ensayos no destructivos aplicado a las pinzas de amarre basadas en la norma DIN 6343.

Con estos objetivos se realizaron los siguientes ensayos:

- Determinación de la deformación máxima de la pinza de amarre hasta alcanzar la posición de contacto con la pieza de trabajo y posterior obtención de la rigidez de la pinza durante este proceso inicial.
- Determinación del par de amarre o momento torsor máximo al aplicarle la fuerza de accionamiento.
- Determinación de la deformación ante la fuerza de amarre, durante el proceso de compactación y posterior obtención de la rigidez total del

sistema de amarre.

Algunos de los medios técnicos más importantes que se usarán en el desarrollo de la parte experimental de esta Tesis se relacionan a continuación:

Equipamiento de fabricación:

- Centro de mecanizado Deckel Maho DMC 635V con cuarto eje divisor y medidor automático de herramientas, CNC Heidenhain iTNC 530.
- Centro de torneado Gildemeister CTX 300 con herramientas motorizadas, CNC Siemens 840D.
- Rectificadoras radiales y tangenciales con visualizadores Heidenhain.
- Erosionadoras por hilo y penetración Charmilles y Mitsubishi.
- Equipos de tratamientos superficiales y térmicos.

Equipamiento para medición y adquisición de señales:

- Máquina de medición por coordenadas.
- Paneles electro-neumáticos Festo.
- Medidor de par y ángulo.
- Célula de carga Senel.
- Galgas extensométricas.
- Amplificador operacional.
- Material diverso de metrología, polímetros, calibres, micrómetros,

Paquetes de software de propósito general y específico, en sus últimas versiones:

- Autocad.
- Solid Edge.
- Catia
- Ansys.
- Algor.
- Matlab.

- WinEdt.

Los resultados se analizarán desde varios puntos de vista: conocimiento del experto, validación estadística y experimental.

2.6. Diseño final

Finalmente, se propone un diseño de plato porta-pinzas para amarre por el interior de la pieza de trabajo, mandril expansible, en cuyo diseño se han aplicado los modelos analíticos propuestos y se han implementado las innovaciones de control de presencia, correcto posicionado de la pieza de trabajo y sistema de accionamiento, desarrollados durante la presente Tesis Doctoral. Más concretamente:

- Se propone el diseño original de un mandril expansible especial automático. El diseño incluye un novedoso sistema de detección de presencia y posicionado de pieza por aire comprimido que además permite también controlar la fuerza de accionamiento y un innovador sistema de transmisión de fuerza que también optimiza su estructura.
- Así mismo, se realizaron los análisis cinemáticos y dinámicos del prototipo para determinar fuerza máxima de accionamiento, para lo cual será necesario realizar diferentes modelos de elementos finitos del mandril expansible propuesto, implementados en los paquetes comerciales ALGOR y CATIA, que se emplearon para:
 - Determinación de la fuerza máxima de amarre y correcciones por deformaciones. Para calcular la rigidez del contacto entre las garras de la pinza y la pieza de trabajo, se implementó un modelo de elementos finitos en software ALGOR.
 - Calcular la influencia de la fuerza centrífuga y corrección por deformaciones. La rigidez del contacto fue determinada mediante el procesamiento de un modelo usando el módulo de elementos finitos del programa CATIA.
- Luego la fuerza dinámica efectiva de amarre del diseño propuesto se calculará teniendo en cuenta los modelos analíticos presentados en esta Tesis Doctoral, comparándose los resultados con los obtenidos mediante los modelos de elementos finitos del prototipo propuesto.

Finalmente, se fabricará un prototipo del diseño final de mandril expansible especial propuesto en esta Tesis Doctoral, donde se implementarán todos los sistemas originales que se han apuntado.

Capítulo 3

Análisis de los mecanismos de amarre y desamarre

3.1. Introducción

Uno de los dispositivos de amarre más importantes en las modernas máquinas-herramientas son los elementos porta-pinzas, estos elementos son ampliamente utilizados en procesos de torneado, fresado, rectificado y control de calidad. Como se ha expuesto en el Estado de la Técnica, 1.4, diferentes autores [5], [34], [35], han realizado modelos experimentales en elementos porta-pinzas para el amarre de herramientas de corte, pero no se han propuesto modelos analíticos, tampoco, se ha prestado atención investigadora alguna a los elementos porta-pinzas para el amarre de piezas de trabajo.

En este capítulo, se propone un modelo analítico para explicar los principios de amarre y desamarre en platos porta-pinzas destinados a la sujeción de piezas de trabajo, en su estado estático, durante el proceso de absorción y transmisión de fuerza por la pinza de sujeción, antes de iniciar el proceso de arranque de viruta obteniéndose de esta forma la fuerza de accionamiento mínima inicial, la deformación mínima necesaria en los elementos de contacto de la pinza de sujeción y la capacidad de centrado a través de la rigidez del sistema. Los efectos que las cargas producen sobre el elemento de sujeción durante el proceso de trabajo, caso dinámico, no se consideran, a fin de simplificar. En el siguiente capítulo, una vez amarrada la pieza, se tendrán en cuenta los efectos que sobre el elemento de sujeción provocan estas fuerzas dinámicas.

Los platos porta-pinzas son empleados en la sujeción de piezas de tamaño pequeño, mediano y grande, desde pequeñas piezas de decoletaje hasta ejes de ferrocarril. Existen un amplio número de centros de torneado que equipan platos porta-pinzas. Un ejemplo de pinzas ampliamente usado en

el amarre de piezas de trabajo, son las normalizadas por la norma alemana DIN 6343,[76], aunque también se fabrican pinzas especiales si es necesario. En el caso de las pinzas de amarre por el interior, caso de los mandriles expansibles, se utilizan variantes de las recogidas en la citada norma.

Siguiendo las recomendaciones recogidas en la citada norma alemana, los materiales de las pinzas han de ser aceros elásticos altamente aleados con Cromo, Molibdeno y Vanadio, del mismo tipo de los empleados para la fabricación de muelles, que admitan tratamientos de temple y revenido a fin de conseguir los grados de dureza necesarios, 58-60 HRC en la cabeza de amarre y 42-45 HRC en el cuerpo elástico.

Los platos porta-pinzas son accionados mediante dos procedimientos, por tracción y por empuje, figura 3.1. Los segundos arrastran la pieza de trabajo hasta una determinada posición, aunque en ocasiones este efecto, denominado de retro-acción, no debe ser aplicado por las características específicas del propio proceso de mecanizado.

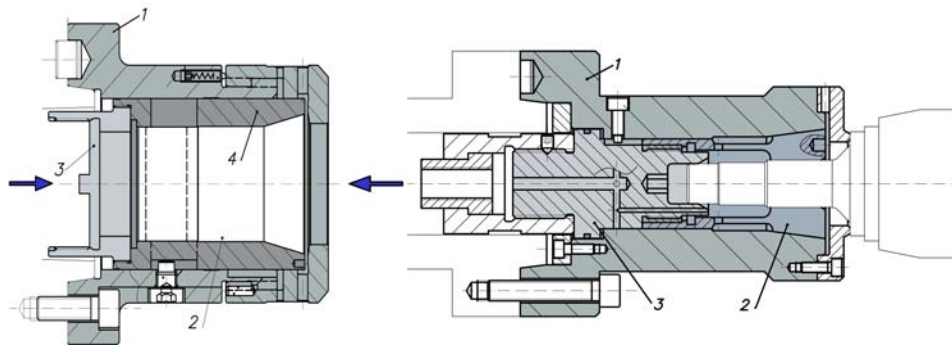


Figura 3.1: Platos porta-pinzas actuados por empuje y por tracción

3.2. Diseños propuestos

El principio básico de funcionamiento de los elementos de sujeción del tipo porta-pinzas, en general, es el efecto cuña. En el caso de los platos porta-pinzas, figura 3.1, el movimiento axial de la pinza (2) o del cono de accionamiento (4), provocará la expansión o contracción de los elementos de contacto de la pinza. Además, la acción, por efecto cuña, incrementará la fuerza normal sobre la pinza, logrando de esta forma un aumento de la fuerza de rozamiento tangencial y del par transmitido.

En la figura 3.2 se muestran las fuerzas que actúan sobre un plato porta-pinzas para sujeción por el interior o mandril expansible en trabajo. Donde, F_{spz} es la fuerza total de amarre teniendo en cuenta el efecto de la fuerza centrífuga, F_{sp0} es la fuerza inicial de amarre, F_{cen} es la fuerza centrífuga, que actúa sobre cada uno de los elementos de contacto de la pinza de amarre, F_c representa la fuerza principal de corte, F_f la fuerza debida al avance de la herramienta, F_p es la fuerza pasiva, F_{acc} la fuerza de accionamiento, D_F el diámetro de amarre, D_A el diámetro de mecanizado, l_F la longitud de pieza amarrada y α el ángulo de cono. La fuerza total de amarre, F_{spz} , calculada mediante la ecuación 3.1, debe ser de suficiente magnitud para evitar el deslizamiento de la pieza de trabajo como consecuencia del efecto del momento torsor, M_t , dado por la ecuación 3.2 y provocado por la acción de la fuerza principal de corte, F_c , [63, 64, 7].

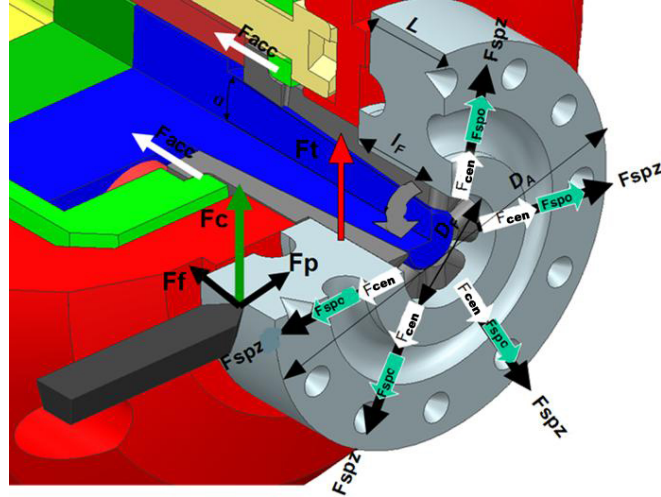


Figura 3.2: Fuerzas en un mandril expansible

$$F_{spz} = S_{sp} (S_z F_{sp0} \pm F_{cen}) \quad (3.1)$$

$$M_t = F_c \frac{D_A}{2} \quad (3.2)$$

Siendo en la ecuación 3.1, S_{sp} y S_z coeficientes de seguridad recomendados por la norma armonizada EN 1550 [72] y la recomendación alemana VDI 3106, [7], siendo el valor recomendado para el coeficiente S_{sp} mayor que 1,5 y para el coeficiente S_z mayor que 2. El signo " + " cuando se trata de amarre por el diámetro interior de la pieza de trabajo y el signo " - " para el caso de amarre por el diámetro exterior. La fuerza centrífuga, F_{cen} , puede

ser calculada mediante la ecuación 3.3, donde el peso, F_G , se aplica en el centro de gravedad de la pieza, y la ecuación 3.4, donde el desequilibrio debido a la no coincidencia de los ejes de rotación de la pieza y garras con el eje principal de inercia, se expresa como una función cuadrática de la velocidad de giro (expresada en $\frac{r}{min}$) y la excentricidad en la pieza de trabajo, r_e . La excentricidad varía con la capacidad de centrado del plato y con el desplazamiento e inclinación de la pieza de trabajo durante la acción de la fuerza de corte, estos efectos se tendrán en consideración en el siguiente capítulo de la presente Tesis Doctoral.

$$F_G = m_w g \quad (3.3)$$

$$F_{cen} = m_w r_e \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \quad (3.4)$$

Para calcular la fuerza principal de corte, F_c , se descompone la fuerza total de corte, F_u , en sus componentes, figura 3.2, obteniéndose en la dirección X, la componente F_p , en la dirección Y, la componente F_c , y en la dirección Z, la componente F_f , ecuación 3.5.

$$\vec{F}_u = \vec{F}_p + \vec{F}_c + \vec{F}_f \quad (3.5)$$

Las componentes de la fuerza de corte, se obtienen de las ecuaciones 3.6, 3.7 y 3.8, [77].

$$F_c = b k_s h^{1-m_s} \quad (3.6)$$

$$F_f = b k_v h^{1-m_v} \quad (3.7)$$

$$F_p = b k_p h^{1-m_p} \quad (3.8)$$

Donde los términos de las ecuaciones 3.6, 3.7 y 3.8 son respectivamente, ver figura 3.3:

- k_s , k_v y k_p , fuerzas específicas de corte del material de la pieza de trabajo.
- $1 - m_s$, $1 - m_v$ y $1 - m_p$, coeficientes incrementales de la fuerza de corte.
- b , el ancho de viruta, calculado por la ecuación 3.9.
- h , el espesor de viruta, calculado por la ecuación 3.10.

- s , velocidad de avance de la herramienta de corte.
- a , profundidad de corte.

Las fuerzas específicas de corte, k_i , y los coeficientes incrementales de la fuerza corte, $1 - m_i$, dependen del material de la pieza de trabajo y de la geometría de la herramienta de corte. Los valores de las fuerzas específicas de corte y sus coeficientes incrementales, fueron determinados experimentalmente para una amplia variedad de materiales por König et al., [78].

$$b = \frac{a}{\text{sen}\chi_H} \quad (3.9)$$

$$h = s \text{sen}\chi_H \quad (3.10)$$

Durante el taladrado, figura 3.3, las componentes de la fuerza cumplen las ecuaciones 3.6, 3.7 y 3.8, siendo diferentes los valores de ancho, b , y espesor de viruta, h , ecuaciones 3.11 y 3.12, donde D es el diámetro de la broca y σ su ángulo de corte.

$$b = \frac{D}{2 \text{sen}\frac{\sigma}{2}} \quad (3.11)$$

$$h = \frac{s}{2} \text{sen}\frac{\sigma}{2} \quad (3.12)$$

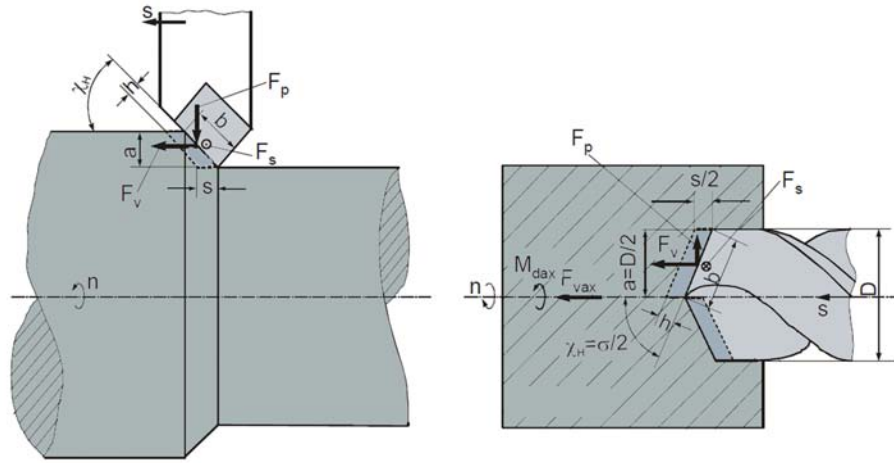


Figura 3.3: Fuerzas de corte en torneado y taladrado

La influencia de la velocidad de corte, V_c , sobre la fuerza principal de corte, F_c , ha sido estudiada para diferentes rangos de velocidades de corte

[78]. En los citados estudios se analiza la influencia de la velocidad de corte, V_c , en la fuerza principal de corte, F_c , viene dada por la ecuación 3.13, donde los términos m_s y n_s tienen en cuenta dicha influencia. Estudios recientes [79], demuestran un menor consumo de potencia a altas velocidades de corte.

$$F_c = bk_s V_c^{-m_s} h^{(1-m_s)V_c^{n_s}} \quad (3.13)$$

Otros modelos para el cálculo de la fuerza de corte tienen en cuenta la influencia del desgaste de la herramienta [80]. Esto se traduce en la ecuación 3.14 para la fuerza de corte, F_c , en función del tiempo.

$$F_c(t) = bk_s(t) h^{1-m_s(t)} \quad (3.14)$$

En la práctica, la expresión que tiene en cuenta la influencia de la velocidad de corte, ecuación 3.13, es la más empleada.

La componente debida al avance de la herramienta, en la dirección Z, F_f , quedará asumida por el tope del elemento de amarre. La fuerza principal de corte, F_c , componente en la dirección Y, provocará el momento de deslizamiento M_t , calculado por la ecuación 3.2, entre la pinza y la pieza de trabajo. Por último, la componente en la dirección X, F_p , quedará absorbida por la propia pinza. Los efectos de dichas cargas, en términos dinámicos, serán estudiados en el siguiente capítulo.

3.3. Análisis de tolerancias

Dado que la magnitud del desplazamiento radial de los elementos de contacto de las pinzas es muy pequeño y ha de ser muy próximo al diámetro de sujeción de la pieza, por tanto, las tolerancias de ambos elementos son comparables. Es necesario determinar el valor de las holguras entre la pieza de trabajo y la pinza de sujeción, a fin de determinar la deformación necesaria en la pinza amarre para alcanzar contacto con la pieza de trabajo.

Las holguras máxima y mínima entre la pinza de sujeción y la pieza de trabajo se calculan por medio de sus respectivas tolerancias, figura 3.4. Las holguras máxima y mínima se obtienen, respectivamente, mediante las ecuaciones 3.15 y 3.16. Siendo, en estas ecuaciones, D_P el diámetro de la pinza de sujeción sin expandir, T_P la tolerancia diametral de la pinza, D_F el diámetro de sujeción de la pieza de trabajo y T_F la tolerancia del diámetro de sujeción de la pieza de trabajo.

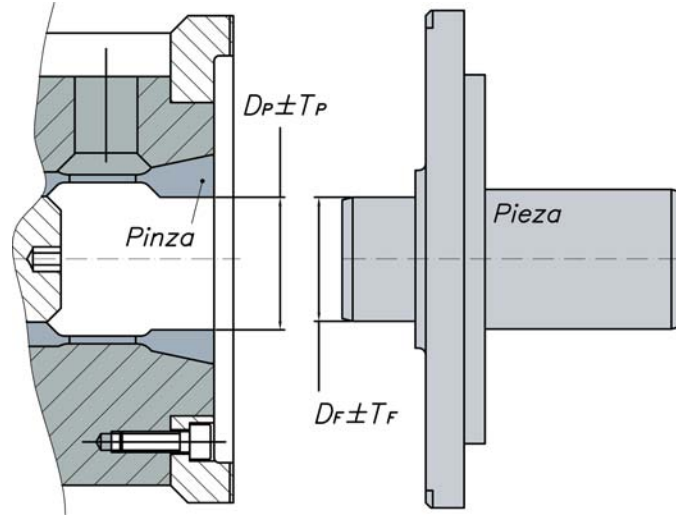


Figura 3.4: Dimensiones de la pinza y de la pieza

$$H_{max} = \frac{(D_P + T_{P,max}) - (D_F + T_{F,min})}{2} \quad (3.15)$$

$$H_{min} = \frac{(D_P + T_{P,min}) - (D_F + T_{F,max})}{2} \quad (3.16)$$

Por otra parte, cuando la pinza se encuentra en su estado expandido. El diámetro de la pinza es igual al diámetro de la pieza de trabajo. Los datos obtenidos mediante las ecuaciones 3.15 y 3.16 serán considerados tanto en el modelo de deformación de la pinza, propuesto más adelante, como en los modelos numéricos de elementos finitos propuestos para el análisis del sistema de sujeción. Se adelanta que, si la holgura supera un determinado valor, la pinza tendrá que expandirse por encima del límite elástico de su material o bien toda la fuerza se empleará en deformar la pinza, en cualquier caso la fuerza y el momento de amarre no serán de suficiente magnitud, por el contrario, si la holgura no alcanza un determinado valor no se transmitirá la suficiente fuerza a la pieza de trabajo.

En el contacto entre el cono y la pinza, la coincidencia angular es decisiva. En el caso de conos esbeltos, los pequeños defectos en los ángulos se compensan mediante una deformación elástica, no obstante, hay que tener en cuenta, sobre todo, las influencias de los defectos angulares. Estos defectos en los ángulos alteran la fuerza de adherencia y originan falta de coaxialidad.

Los defectos de forma de la superficies, generatrices de los conos, pueden perjudicar la calidad del contacto. En este caso, será necesario emplear pa-

trones como el mostrado en la figura 3.5, para verificar estos parámetros.

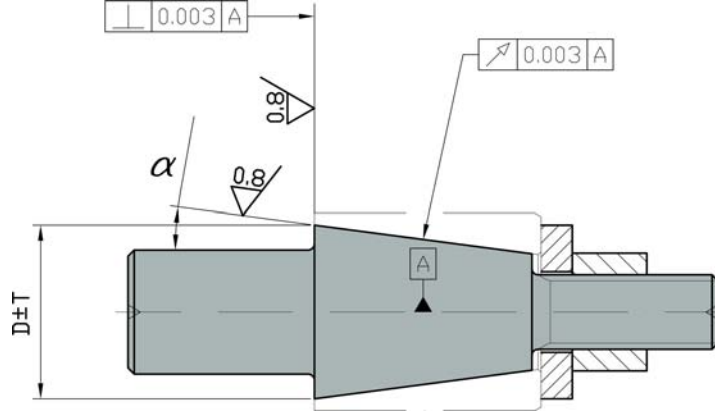


Figura 3.5: Patrón de verificación cono-pinza

3.4. Análisis de los mecanismos de amarre

Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto, la presión entre el cono y la pinza de sujeción se considera uniforme. El ajuste por interferencia entre las superficies cónicas, originará una presión de contacto, figura 3.6, siendo r_s el radio máximo del cono de la pinza, r_i el radio mínimo del cono de la pinza y r el radio del elemento de área considerada, dA . La fuerza normal, F_n , a las superficies cónicas de contacto entre el cono de accionamiento y la pinza de sujeción, originada como consecuencia de la presión, p , puede ser calculada analíticamente mediante la integral entre el radio máximo y el radio mínimo de la superficie cónica de la pinza, ecuación 3.17. Por otra parte, la fuerza que el actuador debe ofrecer, F_{acc} , puede calcularse por la ecuación 3.18. Por último, la fuerza de amarre transmitida por la pinza, F_s , vendrá dada por la ecuación 3.19.

$$F_n = \int_{r_i}^{r_s} p dA = \int_{r_i}^{r_s} \frac{p_{max} r_i}{r} \frac{2\pi r}{\sin \alpha} dr = \frac{2\pi p_{max} r_i}{\sin \alpha} (r_s - r_i) \quad (3.17)$$

$$F_{acc} = F_n \sin \alpha = 2\pi p_{max} r_i (r_s - r_i) \quad (3.18)$$

$$F_s = F_n \cos \alpha = \frac{2\pi p_{max} r_i (r_s - r_i)}{\tan \alpha} \quad (3.19)$$

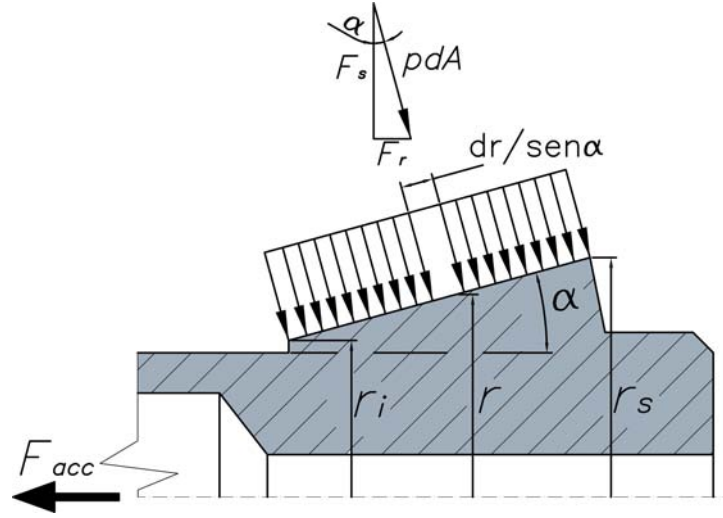


Figura 3.6: Presión de contacto cono-pinza

En las ecuaciones 3.17, 3.18 y 3.19, también se hace la hipótesis de que el desgaste normal es proporcional al producto de la presión normal, p_n , y el radio, r , del elemento de área, dA , figura 3.7, ecuación 3.20.

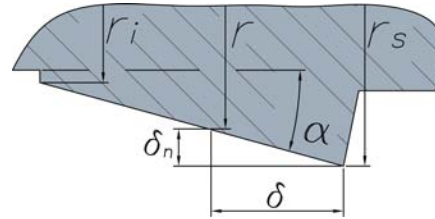


Figura 3.7: Desgaste normal

$$\delta_n = K p_n r \quad (3.20)$$

Como se muestra, en la figura 3.7, el desgaste normal, δ_n , es uniforme para todos los puntos de la superficie cónica. Por tanto, la presión máxima se produce para el valor mínimo del radio del cono de la pinza, r_i , ecuación 3.21.

$$\delta_n = K p_{max} r_i \quad (3.21)$$

Así, es posible eliminar de la ecuación 3.21 los parámetros δ_n y K , obteniéndose la ecuación 3.22.

$$p_n = p_{max} \frac{r_i}{r} \quad (3.22)$$

Cuando la tangente del ángulo del cono, α , es próxima al coeficiente de fricción entre las superficies cónicas, μ , ecuación 3.23, se produce autorretención, es decir, al cesar la fuerza de accionamiento, F_{acc} , la unión cónica permanecerá firmemente unida. Para deshacer esta unión habrá que aplicar la fuerza de accionamiento, F_{acc} , en sentido contrario.

$$\tan \alpha \approx \mu \quad (3.23)$$

Sustituyendo la condición de autorretención, dada por la ecuación 3.23, en la ecuación 3.19, se obtiene la ecuación 3.24.

$$F_s = \frac{2\pi p_{max} r_i (r_s - r_i)}{\mu} \quad (3.24)$$

El efecto de la fuerza de accionamiento, F_{acc} , es necesario para un funcionamiento uniforme después de la expansión de la pinza. Para realizar la operación de sujeción, durante la deformación de la pinza, es necesaria una fuerza superior a la indicada por la ecuación 3.18, pero ésta se calculará más adelante.

En el contacto entre la pinza de sujeción y la pieza amarrada, también se hace la hipótesis de presión constante, figura 3.8. En caso contrario la pieza no quedaría uniformemente amarrada.

En la figura 3.9, se muestran las fuerzas que actúan sobre la pinza de amarre, para una mayor sencillez en los dibujos se ha considerado amarre por el interior, siendo θ el ángulo abarcado por la mitad del elemento de contacto de la pinza de amarre, F_s la fuerza de amarre transmitida que es normal al elemento de contacto de la pinza de amarre y a la pieza amarrada, F_X la componente, en la dirección del eje X indicado, de la fuerza de amarre, F_Y la componente, en la dirección en la dirección del eje Y indicado, de la fuerza de amarre, se considera como origen del ángulo β , el eje Y.

Considerando un elemento diferencial del elemento de contacto de la pinza de sujeción, mostrado en la figura 3.9, donde b es la longitud, R el radio y $d\beta$ el ángulo abarcado por el elemento. La superficie del citado elemento diferencial de contacto, puede calcularse mediante la ecuación 3.25.

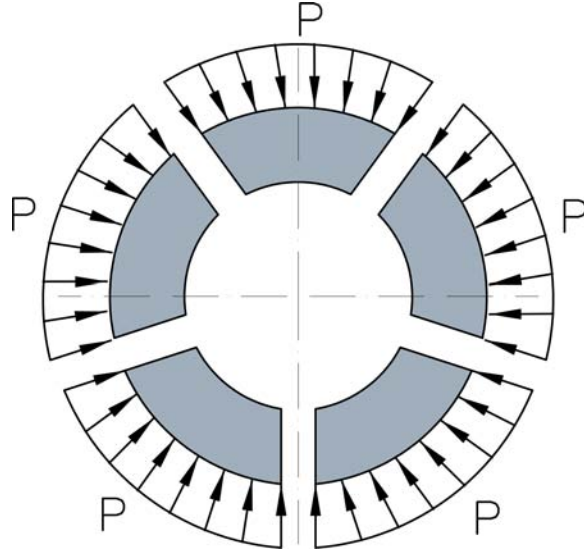


Figura 3.8: Distribución de presiones pinza-pieza

$$dS = bRd\beta \quad (3.25)$$

Por tanto, la fuerza diferencial de amarre, dF_s , viene dada por la ecuación 3.26.

$$dF_s = pdS = pbRd\beta \quad (3.26)$$

Tomando dos puntos simétricos del elemento de contacto de la pinza de sujeción, las componentes de la fuerza diferencial de amarre, dF_s , según el eje X se anulan, figura 3.10. Integrando las componentes verticales en todo el ángulo abarcado por el elemento de contacto, se obtiene la fuerza de amarre, F_s , ecuación 3.27. Dado que la fuerza de amarre transmitida por el cono a la pinza, F_s fue anteriormente calculada por la ecuación 3.19, se puede conocer el valor de la presión de amarre, p , con la ecuación 3.28.

$$F_s = \int_{F(\theta-)}^{F(\theta)} \cos\beta dF = 2 \int_0^{F(\theta)} \cos\beta dF = 2 \int_0^\theta pbR \cos\beta d\beta = 2pbR \sin\theta \quad (3.27)$$

$$p = \frac{F_s}{2bR \sin\theta} \quad (3.28)$$

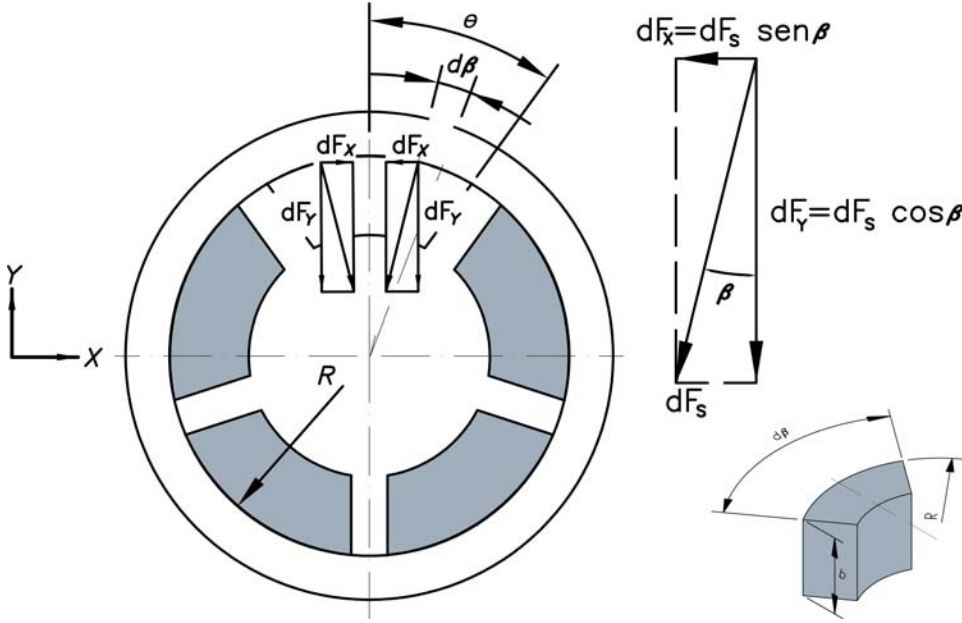


Figura 3.9: Fuerzas actuando sobre la pinza de amarre

La fuerza de rozamiento entre la pinza y la pieza, figura 3.10, se calcula por la ecuación 3.29, donde μ_{cw} , es el coeficiente de fricción entre la pinza de amarre y la pieza de trabajo.

$$F_r = \mu_{cw} F_s = 2\mu_{cw} pb R \sin \theta = 2pb R \sin \theta \tan \varphi \quad (3.29)$$

Derivando la ecuación 3.29 con respecto al ángulo β , representado en las figuras 3.9 y 3.10, se obtiene la ecuación 3.30.

$$dF_r = \mu_{cw} dF_s = \tan \varphi pb R \cos \beta d\beta \quad (3.30)$$

Para obtener el momento de deslizamiento, M_t , entre la pinza de amarre y la pieza de trabajo, se integra en el ángulo completo del elemento de contacto o garra de la pinza, ecuación 3.31.

$$M_t = \int_{F(\theta-)}^{F(\theta)} R dF_r = \int_{-\theta}^{\theta} R^2 pb \tan \varphi \cos \beta d\beta = 2 \tan \varphi pb R^2 \sin \theta \quad (3.31)$$

Este momento de deslizamiento, M_t , ha de ser de la misma magnitud y sentido opuesto al calculado mediante la ecuación 3.2.

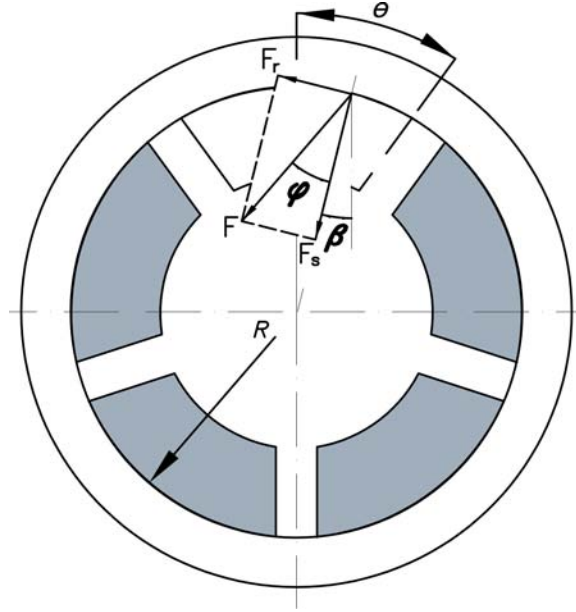


Figura 3.10: Componentes de las fuerzas activas

La fuerza total, F , figura 3.10, se calcula por la composición de la fuerza de rozamiento entre la pinza de amarre y la pieza de trabajo, ecuación 3.32.

$$F = \sqrt{F_s^2 + F_r^2} = \frac{F_s}{\cos\varphi} = \frac{2pbR\sin\theta}{\cos\varphi} \quad (3.32)$$

3.5. Análisis de las deformaciones

El proceso de amarre y desamarre se realiza con el husillo de la máquina parado, y, por tanto, sólo se consideran la fuerza de amarre, F_s , y la fuerza de accionamiento F_{acc} . No obstante, esta última provoca, en el caso de los elementos accionados por tracción, un desplazamiento de la pinza, que además arrastrará la pieza de trabajo al tope, garantizando así su correcto posicionado y en el caso de los elementos accionados por empuje el desplazamiento del cono, en este último caso se debe posicionar la pieza contra el tope manualmente.

Suponiendo, cada uno de los elementos de contacto de la pinza de amarre como una viga en voladizo de sección en sector circular, figura 3.11, la componente de la deformación de la pinza de sujeción, $\varepsilon(z)$, se producirá en el plano YZ. Según la elasticidad de materiales clásica, [81], la deformación de una viga cumple la ecuación 3.33, por tratarse de pequeñas deformaciones,

y su deformación angular cumple la ecuación 3.34.

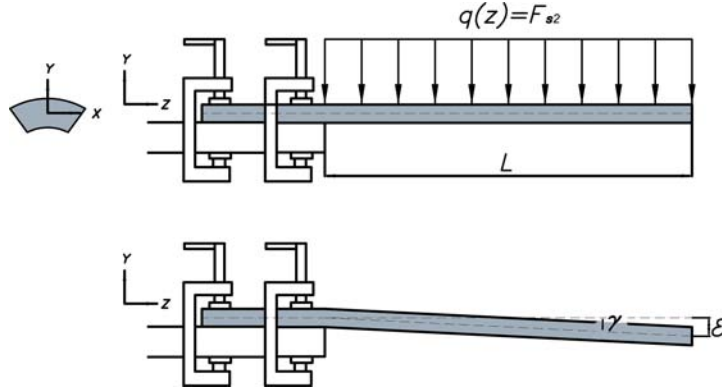


Figura 3.11: Representación equivalente del elemento de contacto

Siendo, en la ecuación 3.33, $q(z) = F_{s2}$, la carga por unidad de longitud, E , el módulo de elasticidad del material de la pinza e I el momento de inercia de la sección transversal del elemento de contacto y L la longitud efectiva de deformación de la pinza de sujeción.

$$\varepsilon = \frac{F_{s2}L^4}{8EI} \quad (3.33)$$

$$\gamma = \frac{F_{s2}L^3}{6EI} \quad (3.34)$$

La deformación del elemento de contacto de la pinza de amarre es inversamente proporcional a su rigidez en la dirección considerada, k_y , según la ecuación 3.35.

$$\varepsilon = \frac{F_{s2}}{k_y} \quad (3.35)$$

Por tanto, la rigidez de la pinza en la dirección considerada, k_y , se puede obtener igualando las ecuaciones 3.33 y 3.35, resultando la ecuación 3.36.

$$k_y = \frac{8EI}{L^4} \quad (3.36)$$

La deformación necesaria para que los elementos de contacto de la pinza alcancen la pieza de trabajo, debe ser, en el caso más desfavorable, igual a la holgura máxima, H_{max} , calculada mediante la ecuación 3.15. Por otra parte,

como se ha dicho, el valor de la fuerza de accionamiento, F_{acc} , calculado por la ecuación 3.18, es el necesario para un funcionamiento uniforme después de la expansión de la pinza.

No obstante, durante la expansión de la pinza, el valor de la fuerza de accionamiento, F_{acc} , debe ser aumentado, teniendo en cuenta la rigidez de los elementos de contacto de la pinza de amarre, k_y , dada por la ecuación 3.36, teniendo en cuenta esto, la parte de la fuerza de amarre transmitida, F_{s2} , empleada en deformar cada elemento de amarre de la pinza de sujeción, se obtiene por la ecuación 3.37.

$$F_{s2} = H_{max}k_y \quad (3.37)$$

Sustituyendo la holgura máxima, H_{max} , y la rigidez, k_y , obtenidas por las ecuaciones 3.15 y 3.36, respectivamente, se obtiene la ecuación 3.38, que permite calcular la parte de la fuerza de amarre empleada en la deformación inicial de la pinza de sujeción, F_{s2} , en función de la tolerancias extremas de la pinza de sujeción, $T_{P,max}$, y del diámetro de amarre de la pieza de trabajo, $T_{F,min}$. Estos valores, serán $T_{P,min}$ y $T_{F,max}$ respectivamente, cuando se trate de amarre por el interior, caso de los mandriles expansibles, ecuación 3.39.

$$F_{s2} = \frac{4EI[(D_P + T_{P,max}) - (D_F + T_{F,min})]}{L^4} \quad (3.38)$$

$$F_{s2} = \frac{4EI[(D_P + T_{P,min}) - (D_F + T_{F,max})]}{L^4} \quad (3.39)$$

Por tanto, conocida la fuerza de amarre empleada en deformar la pinza de sujeción, F_{s2} , el incremento necesario en la fuerza de accionamiento, ΔF_{acc} , se calculará mediante las ecuaciones 3.18 y 3.19.

El desplazamiento necesario de la pinza de amarre o del cono de accionamiento, para alcanzar la posición de contacto, δ , se obtiene mediante un sencillo cálculo trigonométrico, basado en la geometría del cono, ecuación 3.40.

$$\delta = \frac{H_{max}}{\tan \alpha} \quad (3.40)$$

Una vez alcanzada la posición de contacto entre los elementos de contacto de la pinza de sujeción y la pieza de trabajo, el resto de la fuerza de amarre, F_{se} , continua actuando, provocando deformaciones en los elementos del plato porta-pinzas, apareciendo un desplazamiento radial y una flexión lateral

en los elementos de contacto de la pinza. El resto de la fuerza de amarre, F_{se} , será la fuerza de amarre efectiva transmitida por la pinza como resorte menos la fuerza empleada en deformar la pinza de sujeción, como expresa la ecuación 3.41. El comportamiento de la rigidez de un elemento porta-pinzas, figura 3.12, puede representarse mediante dos parámetros específicos para los elementos de accionamiento, cono (1) y pistón (3), y otros dos parámetros específicos para la pinza de amarre (2):

$$F_{se} = F_s - F_{s2} \quad (3.41)$$

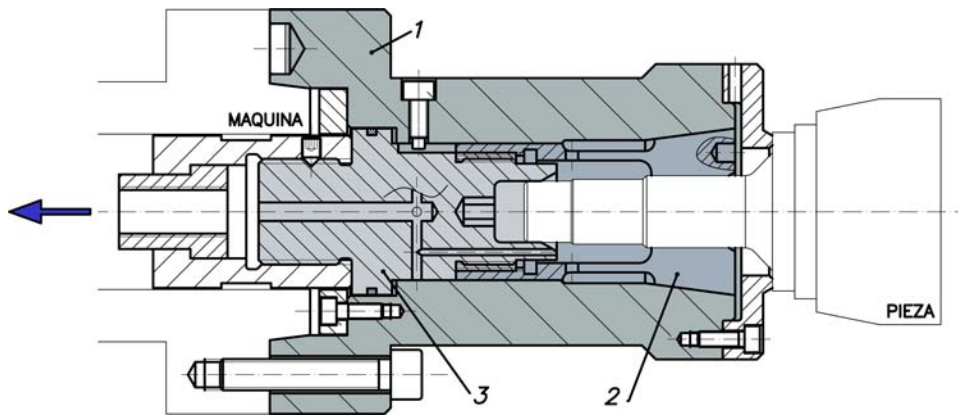


Figura 3.12: Elementos plato porta-pinzas por tracción

- La rigidez radial, $k_{r,s}$, del sistema de accionamiento en $\frac{N}{\mu m}$, formado por el pistón y el cono de accionamiento, medida en su posición central.
- La rigidez a flexión, $k_{f,s}$, del sistema de accionamiento en $\frac{Nm}{\mu m}$.
- La rigidez radial de los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre, $k_{r,p}$, en $\frac{N}{\mu m}$, medida en el punto medio de la superficie en contacto con la pieza de trabajo.
- La rigidez a flexión de los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre, $k_{f,p}$, en $\frac{Nm}{\mu m}$.

La rigidez radial del sistema, $k_{r,s}$, en función de la posición de amarre, d_{am} , debida a los efectos de la fuerza de amarre, puede evaluarse teniendo

en cuenta los parámetros de rigidez específicos definidos.

Las deformaciones en los elementos del sistema de accionamiento, causada por los efectos de la fuerza de amarre, F_s , se muestran en la figura 3.13. Las deformaciones radiales en la posición de amarre constan de cuatro componentes:

- El desplazamiento radial del sistema de accionamiento, ε_1 .
- El desplazamiento radial debido a la flexión del sistema de accionamiento, ε_2 .
- El desplazamiento radial relativo de los elementos de contacto o garras de la pinza con respecto al sistema de accionamiento, ε_3 .
- El desplazamiento radial relativo debido a la flexión de los elementos o garras de la pinza con respecto al sistema de accionamiento, ε_4 .

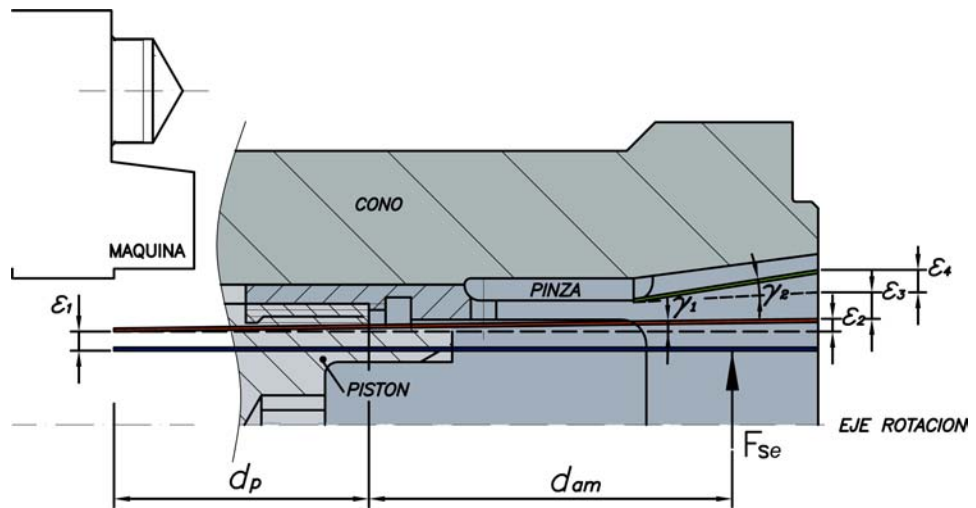


Figura 3.13: Deformaciones en sistema porta-pinzas generadas por fuerza de amarre

El desplazamiento radial del sistema de accionamiento, ε_1 , vendrá dado por la ecuación 3.42, determinado con, la rigidez radial del sistema de accio-

namiento, $k_{r,s}$ que se obtiene con la ecuación 3.43.

$$\varepsilon_1 = \frac{F_{se}}{k_{r,s}} \quad (3.42)$$

$$k_{r,s} = \frac{F_{se}}{\varepsilon_1} \quad (3.43)$$

El desplazamiento angular del sistema de accionamiento, γ_1 , se calcula mediante la ecuación 3.44, donde la longitud del pistón, d_p , y la longitud al punto de aplicación de la fuerza de amarre, d_{am} , están medidas desde la nariz de husillo de la máquina que es considerada infinitamente rígida, figura 3.13. Y por tanto, la rigidez a flexión del sistema de accionamiento, $k_{f,s}$, se obtiene mediante la ecuación 3.45.

$$\gamma_1 = \frac{F_{se}(d_p + d_{am})}{k_{f,s}} \quad (3.44)$$

$$k_{f,s} = \frac{F_{se}(d_p + d_{am})}{\gamma_1} \quad (3.45)$$

Por consiguiente, el desplazamiento radial debido a la flexión del sistema, ε_2 , considerando que ahora el punto medio de la superficie de contacto entre el cono y el pistón, por comportarse este último, en este caso, como una viga biapoyada, se calcula con la ecuación 3.46.

$$\varepsilon_2 = \gamma_1 \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right) \quad (3.46)$$

Para los elementos de contacto o garras de la pinza, la deformación radial relativa al sistema de accionamiento, ε_3 , se calcula mediante la ecuación 3.47.

$$\varepsilon_3 = \frac{F_{se}}{k_{r,p}} \quad (3.47)$$

Siendo, para los elementos de contacto o garras de la pinza, su desplazamiento angular relativo al sistema de accionamiento el dado por la ecuación 3.48.

$$\gamma_2 = \frac{F_{se}d_{am}}{k_{f,p}} \quad (3.48)$$

El desplazamiento radial debido a la flexión de los elementos de la pinza, ε_4 , se calcula analíticamente por la ecuación 3.49.

$$\varepsilon_4 = \gamma_2 d_{am} \quad (3.49)$$

Finalmente, la rigidez radial total de un plato porta-pinzas, $k_{r,T}$, en la posición de amarre estática inicial, originada por los efectos de la fuerza inicial de amarre, F_{se} , se calcula mediante la ecuación 3.50.

$$k_{r,T} = \frac{F_{se}}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4} \quad (3.50)$$

Sustituyendo en la ecuación 3.50, por las ecuaciones de deformaciones radiales, 3.42, 3.46, 3.47 y 3.49, se obtiene la ecuación 3.51.

$$k_{r,T} = \frac{F_{se}}{\frac{F_{se}}{k_{r,s}} + \gamma_1 \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right) + \frac{F_{se}}{k_{r,p}} + \gamma_2 d_{am}} \quad (3.51)$$

Sustituyendo en la ecuación 3.51, γ_1 y γ_2 , por las ecuaciones 3.44 y 3.48 respectivamente, se obtiene la ecuación 3.52.

$$k_{r,T} = \frac{F_{se}}{\frac{F_{se}}{k_{r,s}} + \frac{F_{se} \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right) (d_p + d_{am})}{k_{f,s}} + \frac{F_{se}}{k_{r,p}} + \frac{F_{se} d_{am} d_{am}}{k_{f,p}}} \quad (3.52)$$

Operando en la ecuación 3.52, se obtiene la ecuación 3.53, para determinar la rigidez radial total de un elemento porta-pinzas automático.

$$k_{r,T} = \frac{1}{\frac{1}{k_{r,s}} + \frac{d_p^2 + 3d_{am}d_p + 2d_{am}^2}{2k_{f,s}} + \frac{1}{k_{r,p}} + \frac{d_{am}^2}{k_{f,p}}} \quad (3.53)$$

A la vista de la ecuación 3.53, una mayor distancia de amarre, d_{am} , se traducirá en una menor rigidez radial del elemento porta-pinzas automático debida a la fuerza inicial de amarre.

Así, una vez amarrada la pieza con pinza de sujeción, la fuerza con la que está amarrada será la dada por la ecuación 3.54.

$$F_{se} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4}{\frac{1}{k_{r,s}} + \frac{d_p^2 + 3d_{am}d_p + 2d_{am}^2}{2k_{f,s}} + \frac{1}{k_{r,p}} + \frac{d_{am}^2}{k_{f,p}}} \quad (3.54)$$

Capítulo 4

Influencia de las fuerzas dinámicas en proceso

4.1. Introducción

En los modelos propuestos en la literatura técnica para platos de garras [63, 64, 7] y platos porta-pinzas [69] basados en la mecánica del sólido rígido la pérdida de fuerza de amarre es igual a la fuerza centrífuga total en cada uno de los elementos de contacto. No obstante, y debido a las deformaciones elásticas que se producen en los elementos de amarre no toda la fuerza centrífuga se traducirá en una caída en la fuerza de amarre, si no, que parte de ella se empleará en deformar el sistema de amarre, esta perspectiva no ha sido tomada en cuenta para el caso de los elementos porta-pinzas. Por otro lado el desequilibrio debido a la no coincidencia de los ejes de rotación de la pieza y la pinza de amarre con el eje principal de inercia, dependen fuertemente de la velocidad de giro y de la excentricidad en la pieza de trabajo que varía con la capacidad de centrado del plato y con el desplazamiento e inclinación de la pieza de trabajo durante la acción de la fuerza de corte.

Una vez establecidas, en el capítulo 3, las fuerzas que se generan durante el proceso estático de amarre de la pieza, en este capítulo se estudian los efectos que sobre los mecanismos de amarre y desamarre de un sistema de sujeción basado en pinzas, provocan las fuerzas dinámicas actuantes durante el proceso de arranque de viruta.

Primeramente, se presenta un modelo analítico que, tendrá en cuenta la rigidez del plato porta-pinzas y los efectos que sobre la fuerza de amarre, provoca la incorporación de la fuerza centrífuga. Seguidamente, se propone un modelo analítico de contacto, donde, se añaden al modelo dinámico anterior el resto de efectos dinámicos, provocados por las fuerzas de corte, lo cual conducirá a optimizar las fuerzas iniciales de amarre y de accionamiento.

4.2. Influencia de la fuerza centrífuga

La variación en la fuerza de amarre, F_{s3} , debida a la fuerza centrífuga, F_{cen} , sobre cada uno de los elementos de contacto de la pinza y, sobre el sistema de accionamiento, se calcula con la ecuación 4.1, siendo F_{se} , la fuerza inicial de amarre, calculada en el capítulo anterior. El signo " + " para amarre por el interior y el signo " - " para el caso de amarre por el exterior de la pieza de trabajo.

$$F_{s3} = F_{se} \pm F_{cen} \quad (4.1)$$

La fuerza centrífuga que actúa sobre cada uno de los elementos de contacto de la pinza de amarre con la pieza de trabajo y el sistema de accionamiento, se obtiene mediante la ecuación 4.3, donde $i = pn, cn$ y pt representan la pinza, el pistón de accionamiento y el cono respectivamente, n es la velocidad de giro en $\frac{r}{min}$, m_i representa la masa de cada uno de los componentes del plato porta-pinzas citados y r_i es el radio del centro de masas de cada uno de dichos componentes, figura 4.1.

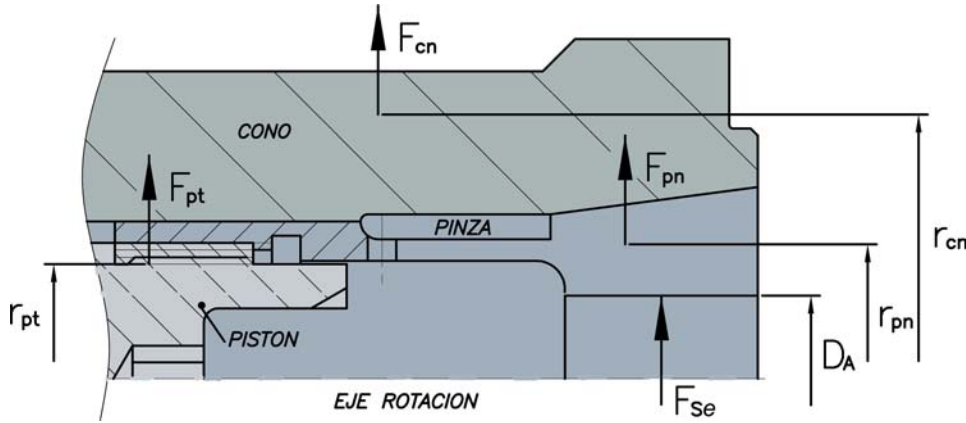


Figura 4.1: Fuerzas centrífugas de cada componente y radios de centros de masas

$$F_i = m_i r_i \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \quad (4.2)$$

Debido a la diferente posición de la pinza y de los componentes del sistema de accionamiento, pistón y cono, con respecto a la nariz de husillo de la máquina, cada fuerza centrífuga originará diferentes valores de rigidez y, por consiguiente, diferentes valores de deformación radial del plato porta-pinzas.

4.2.1. Influencia de la fuerza centrífuga sobre la pinza

Las deformaciones en el plato porta-pinzas, causada por los efectos de la fuerza centrífuga sobre los elementos de contacto o garras de la pinza, F_{pn} , se muestran en la figura 4.2. Siguiendo el mismo razonamiento que el empleado en el punto 3.5 del capítulo precedente.

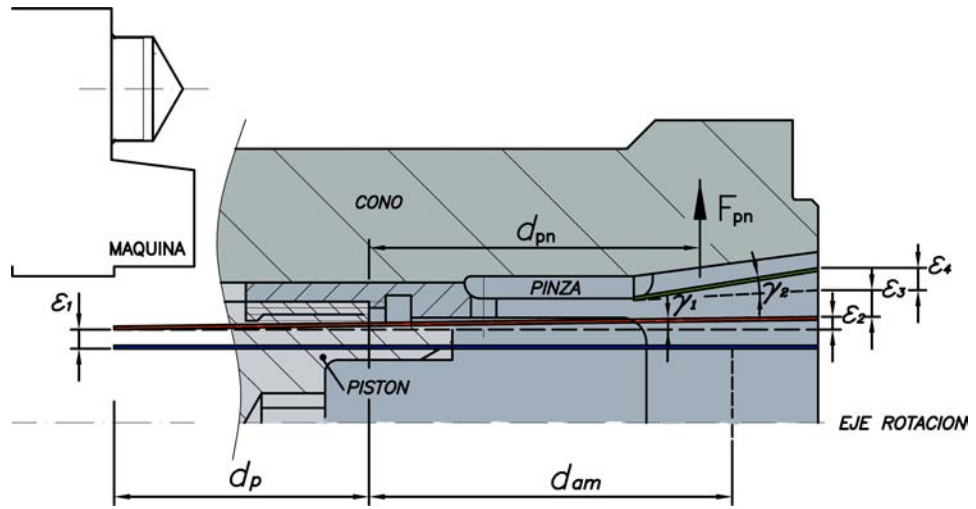


Figura 4.2: Deformación pinza considerando la fuerza centrífuga

El desplazamiento radial del sistema de accionamiento, ε_1 , vendrá dado por la ecuación 4.3. Y, por tanto, la rigidez radial del sistema de accionamiento, debida a la fuerza centrífuga sobre los elementos de contacto de la pinza de amarre, $k_{r,s}$, se obtiene con la ecuación 4.4.

$$\varepsilon_1 = \frac{F_{pn}}{k_{r,s}} \quad (4.3)$$

$$k_{r,s} = \frac{F_{pn}}{\varepsilon_1} \quad (4.4)$$

El desplazamiento angular del sistema de accionamiento, γ_1 , se calcula mediante la ecuación 4.5, donde la longitud del pistón, d_p , y la longitud al punto de aplicación de la fuerza centrífuga, d_{pn} , están medidas desde la nariz de husillo de la máquina que es considerada, al igual que en el caso de la fuerza de amarre, infinitamente rígida, figura 4.2. Y por tanto, la rigidez a flexión del sistema de accionamiento, $k_{f,s}$, se obtiene mediante la ecuación 4.6.

$$\gamma_1 = \frac{F_{pn}(d_p + d_{pn})}{k_{f,s}} \quad (4.5)$$

$$k_{f,s} = \frac{F_{pn}(d_p + d_{pn})}{\gamma_1} \quad (4.6)$$

El desplazamiento radial debido a la flexión del sistema, ε_2 , se calcula con la ecuación 4.7, considerando que ahora el punto medio de la superficie de contacto entre el cono y el pistón, por comportarse este último, en este caso, como una viga biapoyada, como posición infinitamente rígida.

$$\varepsilon_2 = \gamma_1 \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right) \quad (4.7)$$

Para los elementos de contacto o garras de la pinza, la deformación radial relativa al sistema de accionamiento, ε_3 , se calcula mediante la ecuación 3.47, donde $k_{r,p}$ representa ahora la rigidez radial de los elementos de contacto de la pinza de amarre ante la fuerza centrífuga F_{pn} .

$$\varepsilon_3 = \frac{F_{pn}}{k_{r,p}} \quad (4.8)$$

Siendo, para los elementos de contacto o garras de la pinza, su desplazamiento angular relativo al sistema de accionamiento, debido a la fuerza centrífuga, el dado por la ecuación 4.9.

$$\gamma_2 = \frac{F_{pn}d_{pn}}{k_{f,p}} \quad (4.9)$$

Por tanto, el desplazamiento radial debido a la flexión de los elementos de la pinza, ε_4 , se calcula ahora por la ecuación 4.10.

$$\varepsilon_4 = \gamma_2 d_{am} \quad (4.10)$$

Finalmente, la rigidez radial total de un plato porta-pinzas, $k_{r,T1}$ originada por los efectos de la fuerza centrífuga sobre cada uno de los elementos de contacto de la pinza de amarre, F_{pn} , se calcula mediante la ecuación 4.11.

$$k_{r,T1} = \frac{F_{pn}}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4} \quad (4.11)$$

Sustituyendo en la ecuación 4.11, por las ecuaciones de deformaciones radiales, 4.4, 4.7, 4.8 y 4.10, se obtiene la ecuación 4.12.

$$k_{r,T1} = \frac{F_{pn}}{\frac{F_{pn}}{k_{r,s}} + \gamma_1 \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right) + \frac{F_{pn}}{k_{r,p}} + \gamma_2 d_{am}} \quad (4.12)$$

Sustituyendo en la ecuación 4.12, los valores dados para γ_1 y γ_2 , dados por las ecuaciones 4.5 y 4.9 respectivamente, se obtiene la ecuación 4.13.

$$k_{r,T1} = \frac{F_{pn}}{\frac{F_{pn}}{k_{r,s}} + \frac{F_{pn} \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right) (d_p + d_{pn})}{k_{f,s}} + \frac{F_{pn}}{k_{r,p}} + \frac{F_{pn} d_{pn} d_{am}}{k_{f,p}}} \quad (4.13)$$

Operando en la ecuación 4.13, se obtiene la ecuación 4.14, para determinar la rigidez radial total de un elemento porta-pinzas automático ante la fuerza centrífuga que actúa sobre los elementos de contacto de la pinza de amarre.

$$k_{r,T1} = \frac{1}{\frac{1}{k_{r,s}} + \frac{d_p^2 + d_{pn} d_p + 2 d_{pn} d_{am} + 2 d_p d_{am}}{2 k_{f,s}} + \frac{1}{k_{r,p}} + \frac{d_{pn} d_{am}}{k_{f,p}}} \quad (4.14)$$

4.2.2. Influencia de la fuerza centrífuga sobre el cono de accionamiento

Las deformaciones en el plato porta-pinzas, causada por los efectos de la fuerza centrífuga sobre el cono de accionamiento, F_{cn} , se muestran en la figura 4.3.

En este caso, el desplazamiento radial del sistema de accionamiento, ε_1 , vendrá dado por la ecuación 4.15. Y por tanto, la rigidez radial del sistema de accionamiento, debida a la fuerza centrífuga sobre el cono de accionamiento $k_{r,s}$, se obtiene por la ecuación 4.16.

$$\varepsilon_1 = \frac{F_{cn}}{k_{r,s}} \quad (4.15)$$

$$k_{r,s} = \frac{F_{cn}}{\varepsilon_1} \quad (4.16)$$

El desplazamiento angular del sistema de accionamiento, γ_1 , se calcula mediante la ecuación 4.17, donde la longitud del pistón, d_p , y la longitud

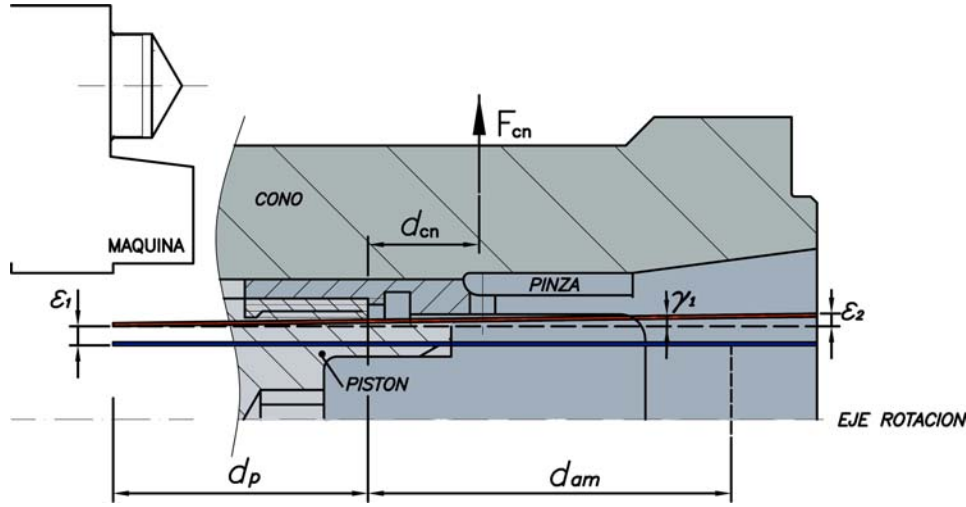


Figura 4.3: Deformación en el cono accionamiento considerando la fuerza centrífuga

al punto de aplicación de la fuerza centrífuga, d_{cn} , están medidas desde la nariz de husillo de la máquina que es considerada, al igual que en los casos anteriores, infinitamente rígida, figura 4.3. Y por tanto, la rigidez a flexión del sistema de accionamiento, $k_{f,s}$, se obtiene mediante la ecuación 4.18.

$$\gamma_1 = \frac{F_{cn} (d_p + d_{cn})}{k_{f,s}} \quad (4.17)$$

$$k_{f,s} = \frac{F_{cn} (d_p + d_{cn})}{\gamma_1} \quad (4.18)$$

El desplazamiento radial debido a la flexión del sistema de accionamiento, ϵ_2 , considerando que ahora el punto medio de la superficie de contacto entre el cono y el pistón, por comportarse este último, en este caso también, como una viga biapoyada, se calcula por la ecuación 4.19.

$$\epsilon_2 = \gamma_1 \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right) \quad (4.19)$$

Siendo, para este caso, la variación de la rigidez radial total de un plato porta-pinzas, $k_{r,T2}$ originada por los efectos de la fuerza centrífuga en el cono de accionamiento, F_{cn} , calculada mediante la ecuación 4.20.

$$k_{r,T2} = \frac{F_{cn}}{\epsilon_1 + \epsilon_2} \quad (4.20)$$

Sustituyendo en la ecuación 4.20, las ecuaciones de deformaciones radiales, 4.15, 4.19, se obtiene la ecuación 4.21.

$$k_{r,T2} = \frac{F_{cn}}{\frac{F_{cn}}{k_{r,s}} + \gamma_1 \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right)} \quad (4.21)$$

Sustituyendo en la ecuación 4.21 por la ecuación 4.17, se obtiene la ecuación 4.22, para determinar la rigidez radial total de un elemento porta-pinzas automático ante la fuerza centrífuga que actúa sobre el cono de accionamiento de un plato porta-pinzas, y operando se obtiene la ecuación 4.23.

$$k_{r,T2} = \frac{F_{cn}}{\frac{F_{cn}}{k_{r,s}} + \frac{F_{cn}(d_p + d_{cn})}{k_{f,s}} \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right)} \quad (4.22)$$

$$k_{r,T2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{r,s}} + \frac{d_p^2 + d_{cn}d_p + 2d_{cn}d_{am} + 2d_p d_{am}}{2k_{f,s}}} \quad (4.23)$$

4.2.3. Influencia de la fuerza centrífuga sobre el pistón de accionamiento

Las deformaciones en el plato porta-pinzas, causada por los efectos de la fuerza centrífuga sobre el pistón de accionamiento, F_{pt} , se muestran en la figura 4.4.

El desplazamiento radial del pistón de accionamiento, ε_1 , vendrá dado por la ecuación 4.24. Y por tanto, la rigidez radial del pistón de accionamiento, debida a la fuerza centrífuga $k_{r,pt}$, se obtiene por la ecuación 4.25.

$$\varepsilon_1 = \frac{F_{pt}}{k_{r,pt}} \quad (4.24)$$

$$k_{r,pt} = \frac{F_{pt}}{\varepsilon_1} \quad (4.25)$$

El desplazamiento angular del pistón de accionamiento, γ_1 , se calcula mediante la ecuación 4.26, donde la longitud del pistón, d_p , y la longitud al punto de aplicación de la fuerza de amarre, d_{am} , están medidas desde la nariz de husillo de la máquina que es considerada, nuevamente, infinitamente rígida, figura 4.4. Y por tanto, la rigidez a flexión del pistón de accionamiento,

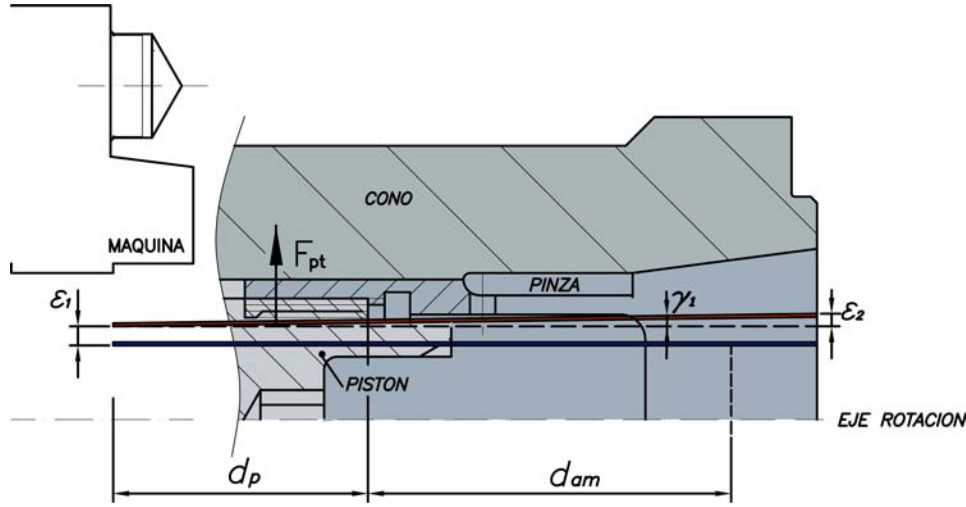


Figura 4.4: Deformación en el pistón accionamiento considerando la fuerza centrífuga

$k_{f,pt}$, se obtiene mediante la ecuación 4.27.

$$\gamma_1 = \frac{F_{pt} (d_p + d_{am})}{k_{f,pt}} \quad (4.26)$$

$$k_{f,pt} = \frac{F_{pt} (d_p + d_{am})}{\gamma_1} \quad (4.27)$$

El desplazamiento radial debido a la flexión del pistón de accionamiento, ϵ_2 , considerando que ahora el punto medio de la superficie de contacto entre el cono y el pistón, por comportarse este último, al igual que en los casos anteriores, como una viga biapoyada, se calcula por la ecuación 4.28.

$$\epsilon_2 = \gamma_1 \left(\frac{d_p}{2} + d_{am} \right) \quad (4.28)$$

Siendo ahora, la variación de la rigidez radial total de un plato portapinzas, $k_{r,T3}$ originada por los efectos de la fuerza centrífuga en el pistón de accionamiento, F_{pt} , calculada mediante la ecuación 4.29.

$$k_{r,T3} = \frac{F_{pt}}{\epsilon_1 + \epsilon_2} \quad (4.29)$$

Sustituyendo y operando en la ecuación 4.29, las ecuaciones de deformaciones radiales, 4.24, 4.28, se obtienen las ecuaciones 4.30 y 4.31, respectiva-

mente.

$$k_{r,T3} = \frac{F_{pt}}{\frac{F_{pt}}{k_{r,pt}} + \frac{F_{pt}\left(\frac{d_p}{2} + d_{am}\right)(d_p + d_{am})}{k_{f,pt}}} \quad (4.30)$$

$$k_{r,T3} = \frac{1}{\frac{1}{k_{r,pt}} + \frac{d_p^2 + 2d_{am}^2}{2k_{f,pt}} + \frac{3d_{am}d_p}{2k_{f,s}}} \quad (4.31)$$

4.2.4. Determinación de las rigideces

Las rigideces de los diferentes componentes, considerando que se trata de pequeñas deformaciones elásticas, se pueden calcular analíticamente mediante las ecuaciones de la elasticidad clásica, [81].

Los elementos de contacto de la pinza de amarre, considerados como vigas en voladizo, la rigidez radial, $k_{r,pn}$, vendrá dada por la ecuación 4.32, mientras que su rigidez a flexión, $k_{f,pn}$, se calcula por la ecuación 4.33.

$$k_{r,pn} = \frac{8EI}{L^4} \quad (4.32)$$

$$k_{f,pn} = \frac{6EI}{L^3} \quad (4.33)$$

En las ecuaciones 4.32 y 4.33, E es el módulo de elasticidad del material de la pinza, I el momento de inercia de la sección transversal del elemento de contacto y L la longitud del elemento de contacto de la pinza de amarre. El sistema de accionamiento, formado por cono y pistón, que son del mismo material, también es considerado como una viga en voladizo, por consiguiente, su rigidez radial, $k_{r,s}$, y su rigidez a flexión, $k_{f,s}$, vendrán dadas también por la ecuaciones 4.32 y 4.33, respectivamente.

Para el caso del pistón de accionamiento, considerado como una viga biapoyada, los valores de rigidez radial, $k_{r,pt}$, y a flexión, $k_{f,pt}$, pueden ser determinados analíticamente mediante las ecuaciones 4.34 y 4.35.

$$k_{r,pt} = \frac{48EI}{L^3} \quad (4.34)$$

$$k_{f,pt} = \frac{16EI}{L^2} \quad (4.35)$$

4.2.5. Influencia de la fuerza centrífuga sobre un plato porta-pinzas

La deformación radial causada por las diferentes fuerzas centrífugas F_{pn} , F_{cn} y F_{pt} es igual en las superficies de contacto entre la pinza y la pieza de trabajo, y por tanto también la variación en la fuerza de amarre, ΔF_s , aplicando el principio de superposición se obtiene la ecuación 4.36.

$$\frac{\Delta F_s}{k_{pi}} = \frac{F_{pn}}{k_{r,T1}} + \frac{F_{cn}}{k_{r,T2}} + \frac{F_{pt}}{k_{r,T3}} \pm \frac{F_{se}}{k_{r,T}} \quad (4.36)$$

Empleándose, en la ecuación 4.36 el signo " + " para el caso de amarre por el interior y el signo " - " cuando se trata de amarre por el exterior de la pieza de trabajo y siendo, en dicha ecuación, k_{pi} la rigidez radial que presenta la pieza de trabajo, y que estará formada por la rigidez de la pieza de trabajo, k_{pi1} y la rigidez del contacto entre la pieza de trabajo y los elementos de contacto de la pinza de amarre, k_k , ecuación 4.37.

$$k_{pi} = \frac{1}{k_{pi1}^{-1} + k_k^{-1}} \quad (4.37)$$

Por otro lado, las diferentes fuerzas centrífugas, F_i , $i = pn, cn, pt$, se suman obteniéndose la ecuación 4.38. Donde F_{cen} representa la fuerza centrífuga total, y el factor ψ_i , ecuación 4.39, tiene en cuenta la influencia de cada una de las fuerzas centrífugas que actúan sobre cada componente, pinza, cono y pistón de accionamiento.

$$F_{cen} = \sum_i \psi_i F_i \quad (4.38)$$

$$\psi_i = \frac{k_{r,T}}{k_{r,T_j}} \quad (4.39)$$

La figura 4.5 muestra los diagramas para la determinación de la fuerza de amarre efectiva F_{se} , considerando los efectos de la fuerza centrífuga F y teniendo en cuenta la influencia de las diferentes rigideces consideradas, para los casos de amarre por el exterior, platos porta-pinzas, y para los casos de amarre por el interior, mandriles expansibles.

Las rigidez de la pieza de trabajo, k_{pi1} , y del contacto entre la pieza amarrada y los elementos de contacto de la pinza de amarre, k_k , pueden ser determinados mediante programas de elementos finitos o por métodos experimentales [66].

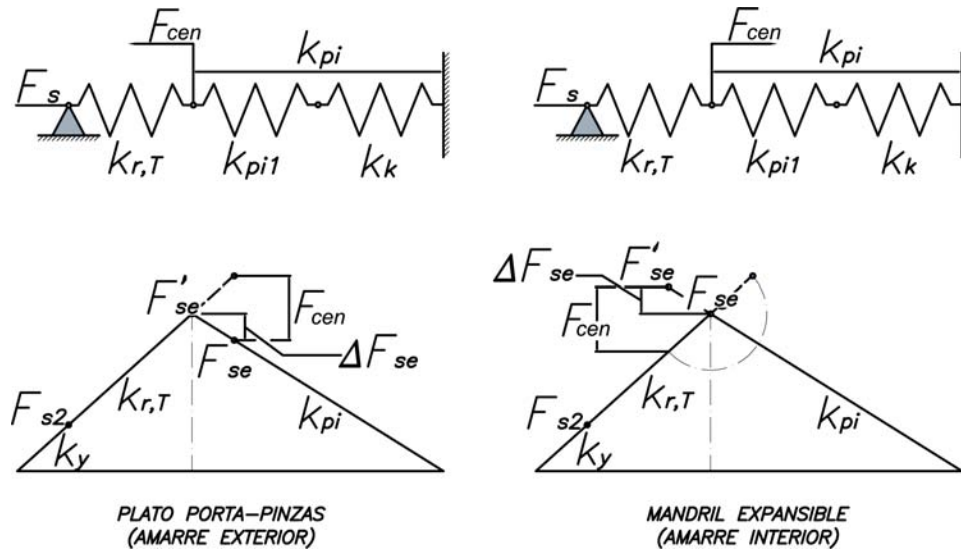


Figura 4.5: Determinación de la variación de fuerza de amarre

4.3. Influencia de las fuerzas de proceso sobre un plato porta-pinzas

Las fuerzas de corte o de proceso originan sobre el plato porta-pinzas un esfuerzo axial, un esfuerzo radial, un momento torsor y un momento flector y como consecuencia de ello se originan desplazamientos e inclinaciones del sistema de sujeción.

Para representar las reacciones en las superficies de contacto se define un sistema global de coordenadas (X, Y, Z) , situado en la nariz de husillo de la máquina e inclinado un ángulo ρ , dado por la inclinación de la bancada de la máquina. Para representar las resultantes de las cargas combinadas que actúan sobre la pieza de trabajo, se definen dos sistemas de coordenadas, (R_x, R_y, R_z) para las resultantes en la dirección radial, y (R_{x1}, R_{y1}, R_{z1}) para las componentes de los momentos. Para mayor facilidad, el primer sistema de coordenadas se debe elegir aprovechando las simetrías, mientras que el segundo estará girado 90° respecto al primero, figura 4.6. Las cargas axiales quedan asumidas por el tope del plato porta-pinzas.

En la figura 4.6, F_R es la resultante de las fuerzas radiales que actúan sobre el plato porta-pinzas, siendo F_{Rx} y F_{Ry} , sus componentes según el sistema de coordenadas, R_x, R_y, R_z anteriormente definido, donde λ representa el ángulo entre los ejes elegidos y φ_R es el ángulo que la resultante de las fuerzas radiales forma con el eje R_y . Por tanto, las componentes de la

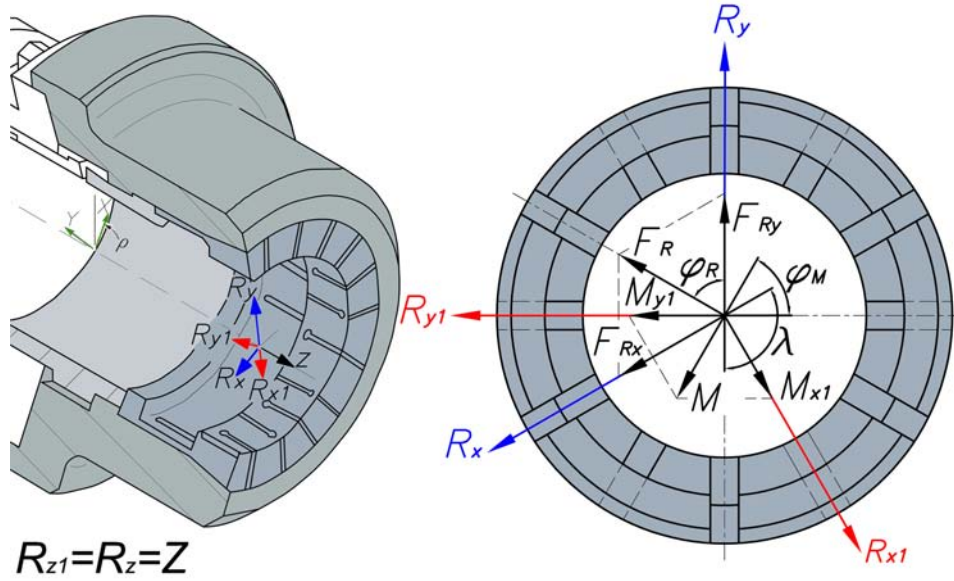


Figura 4.6: Sistemas de coordenadas y resultantes de fuerzas y momentos

resultante de la fuerzas en la dirección radial se expresan en forma matricial en la ecuación 4.40.

$$\begin{pmatrix} F_{Rx} \\ F_{Ry} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_R (\cos\varphi_R + \cos\lambda \sin\varphi_R) \\ F_R \sin\lambda \sin\varphi_R \end{pmatrix} \quad (4.40)$$

Tras rotar el sistema de coordenadas, (R_x, R_y, R_z) , 90° en sentido anti-horario, figura 4.6, las componentes de la resultante de los momentos flectores, M_{x1} y M_{y1} , provocados por la fuerza radial, F_R , se representan en forma matricial por la ecuación 4.41, donde φ_M es el ángulo que la resultante de los momentos flectores forma con el eje R_{y1} .

$$\begin{pmatrix} M_{x1} \\ M_{y1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M (\cos\varphi_M + \cos\lambda \sin\varphi_M) \\ M \sin\lambda \sin\varphi_M \end{pmatrix} \quad (4.41)$$

Para representar las reacciones y deformaciones, debidas a las fuerzas durante el proceso de arranque de viruta, en los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre, se definen los sistemas de coordenadas locales representados en la figura 4.7, siendo n_c el número de contactos o garras de la pinza. Las rigideces de cada uno de los elementos de contacto de la pinza de amarre en la dirección de los sistemas de coordenadas locales son k_x, k_y, k_z que se obtienen de la combinación de las rigideces del plato porta-pinzas k_{r1}, k_{t1}, k_{a1} , y de la rigidez radial de la pieza de trabajo k_{pi2} , ecuaciones

4.42, 4.43 y 4.44, donde se ha supuesto que la pieza de trabajo es infinitamente rígida en las direcciones tangencial, k_{t1} , y axial, k_{a1} .

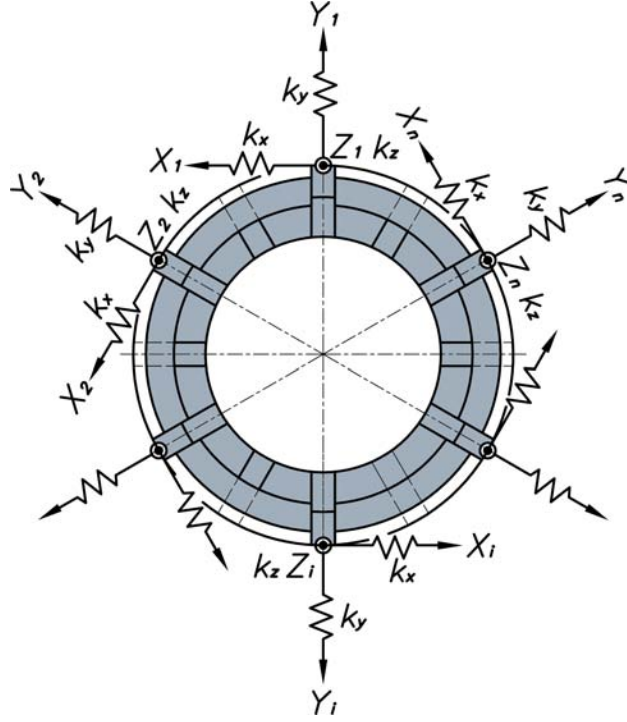


Figura 4.7: Sistemas de coordenadas y rigideces de las garras

$$k_x = k_{t1} \quad (4.42)$$

$$k_y = \left(\frac{1}{k_{r1}} + \frac{1}{k_{pi2}} \right)^{-1} \quad (4.43)$$

$$k_z = k_{a1} \quad (4.44)$$

En la figura 4.8, se representan las fuerzas y momentos que actúan sobre la pieza de trabajo así como las fuerzas y momentos de reacción que aparecen en cada superficie de contacto entre los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre F_{xi}, F_{yi}, F_{zi} . Los valores de las reacciones respecto al sistema de coordenadas de la máquina, (X, Y, Z) , donde ρ representa el ángulo de inclinación de la bancada, figura 4.8, se calculan mediante las ecuaciones 4.45, 4.46 y 4.47.

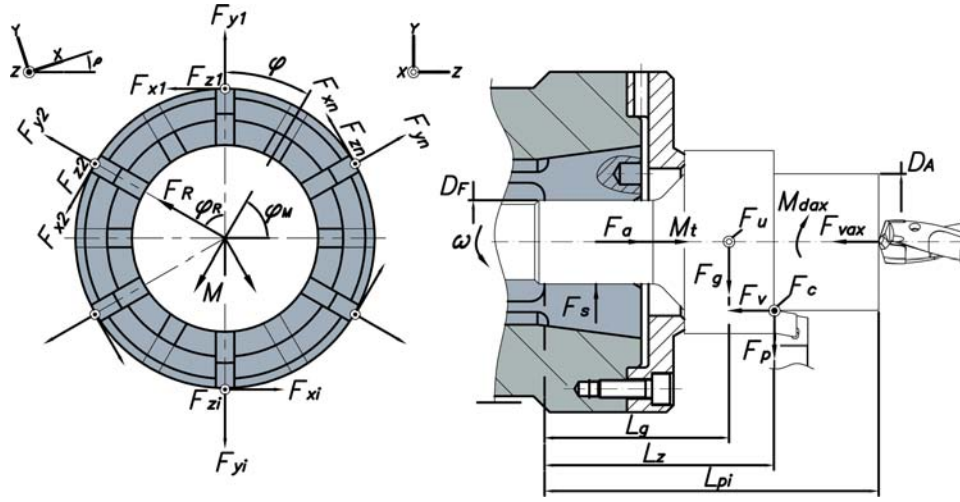


Figura 4.8: Fuerzas y momentos generados en las garras

$$F_a = -F_v - F_{vax} \quad (4.45)$$

$$M_t = F_c \frac{D_A}{2} + M_{dax} \quad (4.46)$$

$$F_R = \sqrt{F_{Rx}^2 + F_{Ry}^2} + F_u \quad (4.47)$$

Siendo, en las ecuaciones 4.45, 4.46 y 4.47, F_a la reacción en la máquina debida a las fuerzas axiales F_v y F_{vax} , que representan las fuerzas de avance de torneado y taladrado respectivamente; M_t la reacción en la nariz de husillo de la máquina debida a los momentos torsores provocados por la fuerza principal de corte F_c y el par de taladrado M_{dax} , F_R la reacción en la máquina debida a las fuerzas radiales consideradas, figura 4.8, que se calculan mediante las ecuaciones 4.48, 4.49, y el ángulo de giro φ_F , debido a la velocidad de rotación del plato porta-pinzas ω , que se obtiene mediante la ecuación 4.50, donde φ_{F0} viene dado por la ecuación 4.51.

$$F_{Rx} = F_g \cos(\rho - \chi_H) \pm F_c \quad (4.48)$$

$$F_{Ry} = F_p + F_g \sin(\rho - \chi_H) \quad (4.49)$$

$$\varphi_F = \varphi_{F0} - \varphi \quad (-\pi \leq \varphi \leq \pi) \quad (4.50)$$

$$\varphi_{F0} = \arctan\left(\frac{F_{Rx}}{F_{Ry}}\right) \quad (4.51)$$

En las ecuaciones 4.48 y 4.49, F_g es el peso de la pieza de trabajo, χ_H es el ángulo de posición de la herramienta de corte, F_c y F_p son las fuerzas principal y pasiva de corte, respectivamente, y ρ el ángulo de inclinación de la bancada de la máquina.

La reacción en la máquina debida a los momentos flectores M , figura 4.8, se calcula analíticamente mediante la ecuación 4.52, donde las componentes M_x y M_y se obtienen con las ecuaciones 4.53 y 4.54 respectivamente. El ángulo de giro φ_M , debido a la velocidad de rotación del plato porta-pinzas ω , se obtiene por la ecuación 4.55, donde el valor del ángulo inicial φ_{M0} , se calcula mediante la ecuación 4.56.

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + F_u L_g \quad (4.52)$$

$$M_x = F_g L_g \cos(\rho - \chi_H) \pm F_c L_z \quad (4.53)$$

$$M_y = F_p L_z + F_g L_g \sin(\rho - \chi_H) - F_v \frac{D_A}{2} \quad (4.54)$$

$$\varphi_M = \varphi_{M0} - \varphi \quad (-\pi \leq \varphi \leq \pi) \quad (4.55)$$

$$\varphi_{M0} = \arctan\left(\frac{M_x}{M_y}\right) \quad (4.56)$$

Para calcular las reacciones en los elementos de contacto de la pinza de amarre, se calculan las deformaciones producidas por la resultante de los esfuerzos radiales, F_R y los momentos flectores, M , en las direcciones representadas en la figura 4.8. Las deformaciones, y por tanto las reacciones debidas a la resultante de los momentos torsores, son despreciadas, por ser muy pequeñas con respecto a las provocadas por la resultante radial y de momentos flectores. Tampoco se consideran las reacciones en la dirección axial, por quedar su resultante, F_a , asumida por el tope del plato porta-pinzas.

4.3.1. Deformaciones por esfuerzos radiales

La componente de la resultante radial F_{Ry} , provoca un desplazamiento δ_R en la dirección del eje R_y , figura 4.9, que a su vez provoca fuerzas de

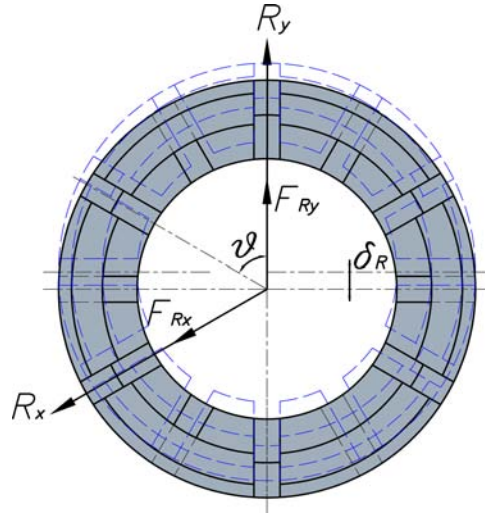


Figura 4.9: Deformación por esfuerzo radial

reacción en los elementos de contacto de la pinza de amarre, figura 4.8.

Por la condición de equilibrio de fuerzas, se obtiene la ecuación 4.57, cuando se trata de pinzas de amarre con número impar de contactos, y la ecuación 4.58, cuando se trata de pinzas de amarre con número par de contactos. Siendo en las ecuaciones anteriores, n_c el número de elementos de contacto o garras de la pinza de amarre, k_x y k_y las rigideces de los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre, figura 4.7 y ϑ el ángulo formado por el elemento de contacto con el eje R_y , figura 4.9.

$$F_{Ry} = \delta_R k_y + (n_c - 1) \delta_R k_y \cos^2 \vartheta + (n_c - 1) \delta_R k_x \sin^2 \vartheta \quad (4.57)$$

$$F_{Ry} = 2\delta_R k_y + (n_c - 2) \delta_R k_y \cos^2 \vartheta + (n_c - 2) \delta_R k_x \sin^2 \vartheta \quad (4.58)$$

Por tanto, la deformación radial, δ_R , para el caso un número impar de contactos de la pinza de sujeción viene dada por la ecuación 4.59 y para el caso de un número de contactos par viene dada por la ecuación 4.60.

$$\delta_R = \frac{F_{Ry}}{1 + (n_c - 1)(\cos^2 \vartheta + C \sin^2 \vartheta)} = F_{Ry} \kappa_i^{-1} \quad (4.59)$$

$$\delta_R = \frac{F_{Ry}}{2 + (n_c - 2)(\cos^2 \vartheta + C \sin^2 \vartheta)} = F_{Ry} \kappa_p^{-1} \quad (4.60)$$

Siendo en las ecuaciones 4.59 y 4.60, $C = \frac{k_x}{k_y}$, κ_i y κ_p la resultante de la agrupación de los denominadores, respectivamente. Por tanto, las reacciones en los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre, representadas en la figura 4.8, se obtienen mediante la ecuación 4.61, para el caso de pinzas con número impar de garras, y mediante la ecuación 4.62, para pinzas con número par de garras.

$$\begin{pmatrix} F_{x1,F_{Ry}} & F_{y1,F_{Ry}} & F_{z1,F_{Ry}} \\ F_{x2,F_{Ry}} & F_{y2,F_{Ry}} & F_{z2,F_{Ry}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xi,F_{Ry}} & F_{yi,F_{Ry}} & F_{zi,F_{Ry}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xn_c,F_{Ry}} & F_{yn_c,F_{Ry}} & F_{zn_c,F_{Ry}} \end{pmatrix} = F_{Ry} \begin{pmatrix} 0 & \kappa_{i1}^{-1} & 0 \\ \kappa_{i2}^{-1} & \kappa_{i2}^{-1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \kappa_{i(\frac{n}{2})}^{-1} & 0 \\ \kappa_{i(\frac{n}{2}+1)}^{-1} & \kappa_{i(\frac{n}{2}+1)}^{-1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \kappa_{in_c}^{-1} & \kappa_{in_c}^{-1} & 0 \end{pmatrix} \quad (4.61)$$

$$\begin{pmatrix} F_{x1,F_{Ry}} & F_{y1,F_{Ry}} & F_{z1,F_{Ry}} \\ F_{x2,F_{Ry}} & F_{y2,F_{Ry}} & F_{z2,F_{Ry}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xi,F_{Ry}} & F_{yi,F_{Ry}} & F_{zi,F_{Ry}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xn_c,F_{Ry}} & F_{yn_c,F_{Ry}} & F_{zn_c,F_{Ry}} \end{pmatrix} = F_{Ry} \begin{pmatrix} 0 & \kappa_{p1}^{-1} & 0 \\ \kappa_{p2}^{-1} & \kappa_{p2}^{-1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \kappa_{pi}^{-1} & \kappa_{pi}^{-1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \kappa_{pn_c}^{-1} & \kappa_{pn_c}^{-1} & 0 \end{pmatrix} \quad (4.62)$$

Para la componente radial, F_{Rx} en la dirección del eje R_x , figura 4.8, se obtienen por el mismo razonamiento, las ecuaciones 4.63 y 4.64, para un número de contactos impar e impar respectivamente.

$$\begin{pmatrix} F_{x1,F_{Rx}} & F_{y1,F_{Rx}} & F_{z1,F_{Rx}} \\ F_{x2,F_{Rx}} & F_{y2,F_{Rx}} & F_{z2,F_{Rx}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xi,F_{Rx}} & F_{yi,F_{Rx}} & F_{zi,F_{Rx}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xn_c,F_{Rx}} & F_{yn_c,F_{Rx}} & F_{zn_c,F_{Rx}} \end{pmatrix} = F_{Rx} \begin{pmatrix} \kappa_{i1}^{-1} & \kappa_{i1}^{-1} & 0 \\ \kappa_{i2}^{-1} & \kappa_{i2}^{-1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \kappa_{ii}^{-1} & 0 & 0 \\ \kappa_{i(i+1)}^{-1} & \kappa_{i(i+1)}^{-1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \kappa_{i(i+1)}^{-1} & \kappa_{i(i+1)}^{-1} & 0 \\ \kappa_{i(i+\frac{n_c}{2})}^{-1} & 0 & 0 \\ \kappa_{i(\frac{n_c}{2}+1)}^{-1} & \kappa_{i(\frac{n_c}{2}+1)}^{-1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \kappa_{in_c}^{-1} & \kappa_{in_c}^{-1} & 0 \end{pmatrix} \quad (4.63)$$

$$\begin{pmatrix} F_{x1,F_{Rx}} & F_{y1,F_{Rx}} & F_{z1,F_{Rx}} \\ F_{x2,F_{Rx}} & F_{y2,F_{Rx}} & F_{z2,F_{Rx}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xi,F_{Rx}} & F_{yi,F_{Rx}} & F_{zi,F_{Rx}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xn_c,F_{Rx}} & F_{yn_c,F_{Rx}} & F_{zn_c,F_{Rx}} \end{pmatrix} = F_{Rx} \begin{pmatrix} \kappa_{p1}^{-1} & \kappa_{p1}^{-1} & 0 \\ \kappa_{p2}^{-1} & \kappa_{p2}^{-1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \kappa_{pi}^{-1} & 0 & 0 \\ \kappa_{p(i+1)}^{-1} & \kappa_{p(i+1)}^{-1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \kappa_{pn_c}^{-1} & \kappa_{pn_c}^{-1} & 0 \end{pmatrix} \quad (4.64)$$

4.3.2. Deformaciones por momentos flectores

Las componentes M_{y1} y M_{x1} del momento flector resultante M , según el sistema de coordenadas R_{y1} y R_{x1} , provocan sendas inclinaciones Ω en la pieza de trabajo. Estas inclinaciones producen a su vez una fuerza estática de fricción F_k en los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre, figura 4.10.

El desplazamiento relativo δ_F , entre los diferentes elementos de contacto o garras de la pinza, figura 4.10, se calcula mediante la ecuación 4.65, donde k_z es la rigidez de los elementos de contacto de la pinza de amarre en la dirección Z , figura 4.7.

$$\delta_F = \frac{F_k}{k_z} + \frac{\frac{F_k}{2}}{k_z} = \frac{3F_k}{2k_z} = d_i D_F \Omega \quad (4.65)$$

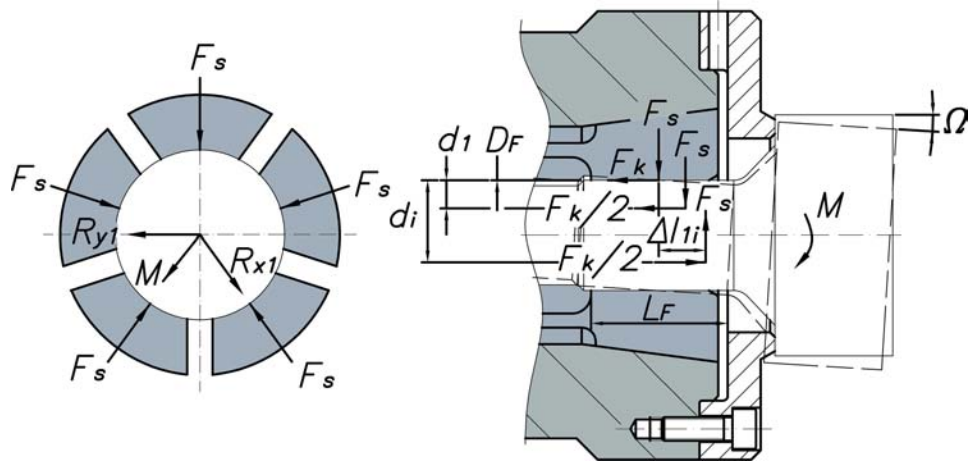


Figura 4.10: Deformación por momento flector y fuerzas de fricción

La fuerza estática de fricción F_k , se calcula con la ecuación 4.66.

$$F_k = \frac{3D_F\Omega k_z}{2} \quad (4.66)$$

La inclinación de la pieza de trabajo produce un distanciamiento en la dirección axial Δl_{1i} , figura 4.10, entre las garras de la pinza de amarre. El distanciamiento Δl_{1i} , proviene de la variación de longitud de cada uno de los elementos de contacto o garras de la pinza Δl_i . El ángulo de inclinación en cada uno de los elementos de contacto de la pinza de amarre Ω_i , será igual al ángulo de inclinación debido a la pieza de trabajo, Ω , afectado por la rigidez del plato porta-pinzas, $k_{r,T}$, ante la fuerza de amarre F_s , calculada en el punto 3.5 del capítulo 3, ecuaciones 4.67, 4.68, 4.69 y 4.70.

$$\Omega_i = \Omega \quad (4.67)$$

$$\Omega_i = -\frac{F_{se}\Delta l_i}{k_{r,T}} \quad (4.68)$$

$$\Omega_{i(n_c-i)} = \frac{\Omega}{2} \quad (4.69)$$

$$\Omega_{i(n_c-i)} = \frac{F_{se}\Delta l_{i(n_c-i)}}{k_{r,T}} \quad (4.70)$$

Siendo las ecuaciones 4.67 y 4.68, para elementos que no tienen elemento de contacto simétrico y están por encima del eje de simetría de la pinza de

amarre, para el caso contrario se emplearán las ecuaciones 4.69 y 4.70. En estas ecuaciones no se ha considerado la variación que el alargamiento, Δl_i , que cada uno de los elementos de contacto provoca en la rigidez del plato porta-pinzas, $k_{r,T}$.

Mediante las ecuaciones 4.71 y 4.72, se obtienen los valores de alargamiento para las garras sin elemento de contacto simétrico y con elemento de contacto simétrico, respectivamente.

$$\Delta l_i = \frac{k_{r,T}\Omega}{F_{se}} \quad (4.71)$$

$$\Delta l_{i(n_c-i)} = \frac{3k_{r,T}\Omega}{2F_{se}} \quad (4.72)$$

Por tanto, el distanciamiento, Δl_{1i} , entre dos garras de la pinza de amarre se calcula por la ecuación 4.73.

$$\Delta l_{1i} = \Delta l_1 + \Delta l_{i(n_c-i)} = \frac{3}{2} \frac{k_{r,T}}{F_{se}} \quad (4.73)$$

Por consiguiente, la componente según el eje R_{y1} del momento flector resultante, M , figura 4.10, se obtiene por la ecuación 4.74 .

$$M_{y1} = F_{se}\Delta l_{1i} + F_k d_i D_F \quad (4.74)$$

Por tanto, sustituyendo en la ecuación 4.74, se obtiene, el ángulo de inclinación de la pieza de trabajo, Ω , ecuación 4.75.

$$\Omega = \frac{2M_{y1}}{3k_{r,T} + 2k_z d_i D_F^2} \quad (4.75)$$

Las reacciones en los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre debida a la componente M_{y1} del momento flector resultante M , representadas en la figura 4.8, se obtienen mediante la ecuación 4.76, para el caso de pinzas con número de garras impar, y mediante la ecuación 4.77, para pinzas con número de garras par.

$$\begin{pmatrix} F_{x1,M_{y1}} & F_{y1,M_{y1}} & F_{z1,M_{y1}} \\ F_{x2,M_{y1}} & F_{y2,M_{y1}} & F_{z2,M_{y1}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xi,M_{y1}} & F_{yi,M_{y1}} & F_{zi,M_{y1}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xn_c,M_{y1}} & F_{yn_c,M_{y1}} & F_{zn_c,M_{y1}} \end{pmatrix} = M_{y1} \begin{pmatrix} 0 & 0 & 2\zeta_{i1}^{-1} \\ 0 & 0 & \zeta_{i2}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & -\zeta_{ii}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & -\zeta_{in_c}^{-1} \end{pmatrix} \quad (4.76)$$

$$\begin{pmatrix} F_{x1,M_{y1}} & F_{y1,M_{y1}} & F_{z1,M_{y1}} \\ F_{x2,M_{y1}} & F_{y2,M_{y1}} & F_{z2,M_{y1}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xi,M_{y1}} & F_{yi,M_{y1}} & F_{zi,M_{y1}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xn_c,M_{y1}} & F_{yn_c,M_{y1}} & F_{zn_c,M_{y1}} \end{pmatrix} = M_{y1} \begin{pmatrix} 0 & 0 & 2\zeta_{p1}^{-1} \\ 0 & 0 & \zeta_{p2}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & -2\zeta_{pi}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & -\zeta_{pn_c}^{-1} \end{pmatrix} \quad (4.77)$$

Siendo en las ecuaciones 4.76 y 4.77, ζ , la agrupación de términos de la ecuación 4.75 y de la ecuación 4.78.

$$\zeta = \frac{2}{3k_{r,T} + 2k_z d_i D_F^2} \quad (4.78)$$

Por el mismo razonamiento anteriormente expuesto, se obtienen las reacciones en los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre, debida a la componente M_{x1} , con las ecuaciones 4.79 y 4.80, para el caso de garras impar y par respectivamente.

$$\begin{pmatrix} F_{x1,M_{y1}} & F_{y1,M_{y1}} & F_{z1,M_{y1}} \\ F_{x2,M_{y1}} & F_{y2,M_{y1}} & F_{z2,M_{y1}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xi,M_{y1}} & F_{yi,M_{y1}} & F_{zi,M_{y1}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xn_c,M_{y1}} & F_{yn_c,M_{y1}} & F_{zn_c,M_{y1}} \end{pmatrix} = M_{x1} \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\zeta_{i1}^{-1} \\ 0 & 0 & -\zeta_{i2}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 2\zeta_{ii}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & -\zeta_{in_c}^{-1} \end{pmatrix} \quad (4.79)$$

$$\begin{pmatrix} F_{x1,M_{y1}} & F_{y1,M_{y1}} & F_{z1,M_{y1}} \\ F_{x2,M_{y1}} & F_{y2,M_{y1}} & F_{z2,M_{y1}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xi,M_{y1}} & F_{yi,M_{y1}} & F_{zi,M_{y1}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{xn_c,M_{y1}} & F_{yn_c,M_{y1}} & F_{zn_c,M_{y1}} \end{pmatrix} = M_{x1} \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\zeta_{p1}^{-1} \\ 0 & 0 & -\zeta_{p2}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 2\zeta_{pi}^{-1} \\ 0 & 0 & -\zeta_{p(i+1)}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 2\zeta_{p(i+\frac{n}{2})}^{-1} \\ 0 & 0 & -\zeta_{p(i+\frac{n+1}{2})}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & -\zeta_{pn_c}^{-1} \end{pmatrix} \quad (4.80)$$

Capítulo 5

Modelos numéricos

5.1. Introducción

En este capítulo, se describen los modelos numéricos, implementados en software ANSYS, que servirán para comprobar los modelos analíticos propuestos en los capítulos 3 y 5.4.1.

En los modelos planteados, se han seleccionado como referencia varios platos porta-pinzas básicos accionados por tracción, para el amarre por el interior de las piezas de trabajo, mandriles expansibles, que equipan pinzas basadas en la norma DIN 6343, [76]. Las geometrías de los mandriles y de las pinzas ensayadas se recogen en la figura 5.1 y en la tabla 5.1.

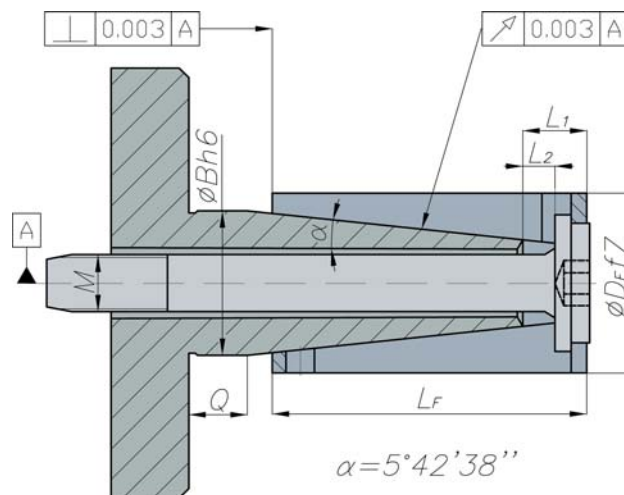


Figura 5.1: Geometría de referencia para mandril y pinzas

ϕ pinza $D_F f7$ mm	ϕ fondo $Bh6$ mm	Longitud pinza L_F mm	Longitud libre L_1 mm	Carrera delantera L_2 mm	Carrera trasera Q mm	ϕ rosca M mm
14,70	14	35	11	6	5	5
17,70	14	35	11	6	5	5
19,70	14	35	11	6	5	5
20,70	20	45	12	6	10	8
22,70	20	45	12	6	10	8
24,70	20	45	12	6	10	8
26,70	20	45	12	6	10	8

Tabla 5.1: Dimensiones mandriles y pinzas ensayadas

5.2. Modelo para los mecanismos de amarre y desamarre

Como se expuso en el capítulo 3, el proceso de amarre y desamarre de la pieza de trabajo se realiza en estado estático, aunque es necesario calcular las fuerzas de corte previstas, de carácter dinámico, para determinar la fuerza mínima necesaria de accionamiento, F_{acc} , que ha de suministrar el pistón de accionamiento. La fuerza accionamiento, F_{acc} , fue calculada analíticamente en el punto 3.4 del capítulo 3.

Para realizar la simulación, se optó por un modelo tridimensional completo de la pieza de trabajo y la pinza de amarre, estos elementos se mallaron de forma homogénea con elementos tetraédricos de diez nodos (SOLID187), obteniéndose 27545 elementos y 44833 nodos. Se definió un contacto superficie-superficie sin fricción, empleándose para ello elementos de ocho nodos (CONTA174) y (TARGE170). Se dispuso un sistema de coordenadas en el centro de la parte delantera de la pinza amarre. Las propiedades mecánicas de materiales para la pinza de amarre se recogen en la tabla 5.2, [82], [83], y para la pinza de trabajo se tomaron las de un acero C45E, [82].

Se realizaron diez simulaciones estáticas por pinza ensayada, tabla 5.1, con la pinza en su posición final de amarre. Para mayor facilidad en la aplicación de la carga, se aplicó en forma de presión normal a la superficie de contacto entre la pinza de amarre y el cono de accionamiento, se tomó como extremo empotrado la propia pieza de trabajo, considerada infinitamente rígida, figura 5.2.

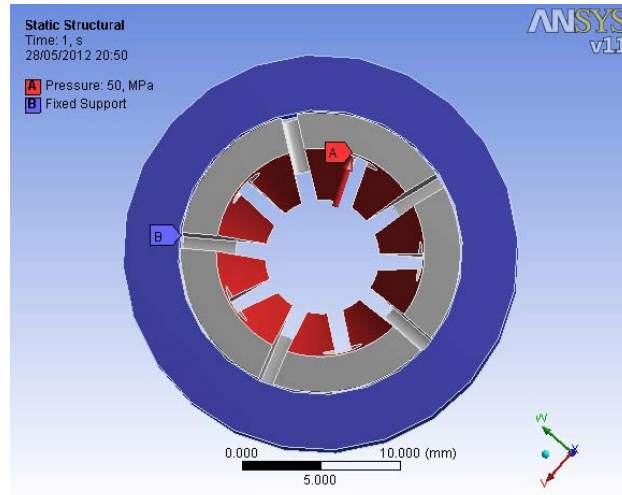


Figura 5.2: Cargas y condiciones de contorno

5.3. Modelos para las deformaciones sin velocidad de giro

Para simular la holgura máxima entre la pinza y la pieza de trabajo, H_{max} , calculada analíticamente en el punto 3.5 del capítulo 3, y obtener la fuerza de amarre, F_{s2} , y por tanto la fuerza de accionamiento, F_{acc2} , consumida en establecer el contacto entre las garras de la pinza de amarre y la pieza de trabajo, así como la rigidez, k_y , que inicialmente presentan los elementos de contacto o garras de la pinza, se optó por un modelo tridimensional completo. No es necesario, para este caso, representar la pieza de trabajo ni el pistón de accionamiento. Se utilizó un sistema de coordenadas en el centro de la parte delantera de la pinza de amarre y otros sistemas sobre el extremo de los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre, estos últimos, girados convenientemente para obtener los resultados con mayor facilidad y desplazados la distancia L_2 sobre la que no actúa el cono de accionamiento, figura 5.3.

El cono de accionamiento y la pinza de sujeción, fueron mallados de forma homogénea empleando elementos tetraédricos de diez nodos (SOLID187), con un total de 14583 elementos y 30128 nodos. En la definición del contacto, superficie-superficie, se emplearon elementos de ocho nodos (CONTA174) y (TARGE170). Se consideraron diversos tamaños de malla hasta obtener la convergencia requerida en los resultados. Las características mecánicas de los materiales empleados para el cono de accionamiento y la pinza de amarre se recogen en la tabla 5.2, [82], [83], ambos materiales fueron considerados

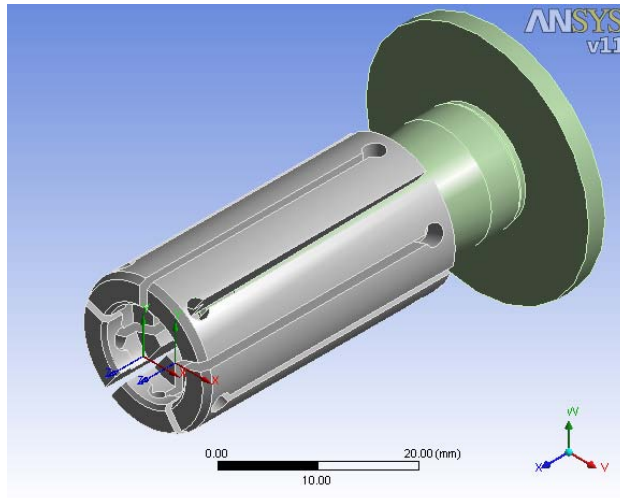


Figura 5.3: Modelo geométrico y sistemas de coordenadas

Componente	Material	Módulo elástico GPa	Coefficiente Poisson	Límite elástico MPa
Cono	18CrMo4	210	0,28	685
Pinza	50CrV4	210	0,28	950

Tabla 5.2: Características de los materiales del cono y la pinza

perfectamente elásticos. El coeficiente de fricción dinámico entre el ambas piezas con superficies rectificadas y desengrasadas, μ , fue de 0,09, [84].

Se realizaron simulaciones no lineales estáticas y dinámicas. En este caso los efectos no lineales son debidos fundamentalmente a la fricción del contacto definido en el modelo. En los estudios estáticos se aplicaron fuerzas en la parte frontal de la pinza de amarre en diez pasos, siendo el extremo fijo la parte trasera del cono de accionamiento. En los estudios dinámicos se aplicaron las mismas condiciones de carga y de contorno, pero se asignó una velocidad de penetración de la pinza de amarre en el cono de accionamiento, figura 5.4.

Para estudiar la rigidez del mandril expansible, $k_{r,T}$, debida a la fuerza de amarre, F_{se} , durante el proceso de compactación, esto es, cuando la pinza a alcanzado el contacto con la pieza de trabajo, calculada en el punto 3.5 del capítulo 3, se optó nuevamente por un modelo tridimensional completo del mandril expansible, incluyendo la pieza de trabajo. Se emplearon, para este caso, elementos tetraédricos de diez nodos (SOLID187) para el

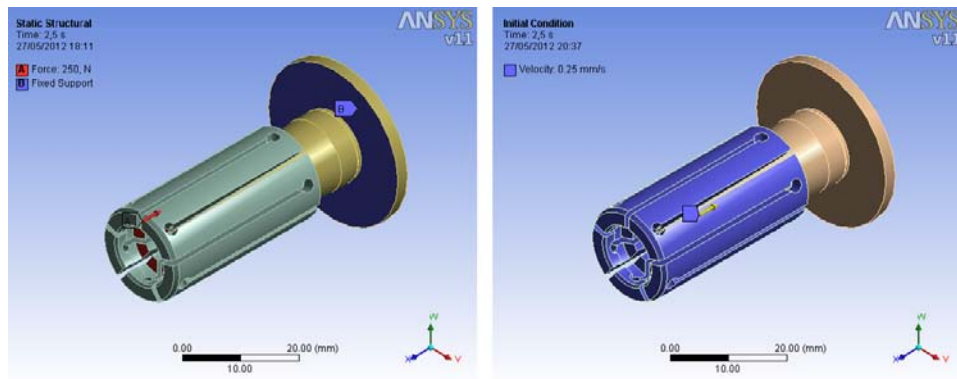


Figura 5.4: Cargas y velocidad de penetración I

mallado homogéneo de la pinza de amarre, el pistón y el cono de accionamiento, sin embargo, la pieza de trabajo fue mallada con hexaedros de veinte nodos (SOLID186), lo cual, favoreció enormemente la convergencia de los resultados, esto originó 36439 elementos con 81621 nodos. Los contactos superficie-superficie entre pinza de amarre - pistón de accionamiento y pinza de amarre - pieza de trabajo fueron definidos sin fricción mediante elementos (CONTA174) y (TARGE170). El contacto, también superficie - superficie, entre cono de accionamiento - pinza de amarre, fue definido mediante los mismos elementos de contacto pero se asignó un valor de rozamiento entre las superficies, consideradas rectificadas y desengrasadas, de 0,09, [84]. Se emplearon los mismos sistemas de coordenadas que en el caso anterior.

Las propiedades mecánicas de los materiales de cada uno de los diferentes componentes del mandril expansible, se encuentran en la tabla 5.3, [82], [83].

Componente	Material	Módulo elástico GPa	Coefficiente Poisson	Límite elástico MPa
Cono	18CrMo4	210	0,28	685
Pinza	50CrV4	210	0,28	950
Pistón	C45E	210	0,2	430
Pieza	C45E	210	0,2	430

Tabla 5.3: Características de los materiales de los componentes

Se realizaron dos tipos de simulaciones no lineales. En el primer caso, estático, las cargas se aplicaron en el extremo del pistón de accionamiento en diez incrementos, tomándose como empotramientos la parte trasera del

cono de accionamiento y la pieza de trabajo, considerada esta última, como infinitamente rígida. En el segundo caso, dinámico, se aplicó una velocidad de penetración constante a la pinza de amarre, manteniéndose las cargas y restricciones del caso estático, figura 5.5.

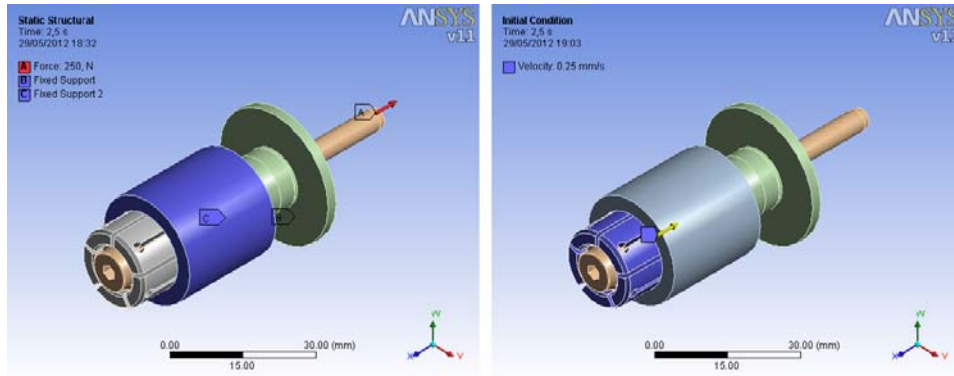


Figura 5.5: Cargas y velocidad de penetración II

5.4. Modelos para las deformaciones con velocidad de giro

5.4.1. Influencia de la fuerza centrífuga

Para comprobar la influencia de la fuerza centrífuga F_{cen} , calculada analíticamente en el punto 4.2 del capítulo, sobre la fuerza de amarre F_{se} , se realizó un modelo tridimensional completo del mandril expansible. Se emplearon las mismas características de malla, los mismos sistemas de coordenadas, idénticos tipos de contacto y características de materiales que en el caso anterior.

Se realizaron diferentes simulaciones no lineales dinámicas, con iguales condiciones de carga y condiciones de contorno que en el caso del estudio estático anteriormente expuesto, pero ahora se animó de diferentes velocidades de giro, aplicadas de forma incremental, al modelo realizado, figura 5.6.

5.4.2. Influencia de las fuerzas de proceso

Las fuerzas de corte o de proceso fueron calculadas analíticamente según el modelo de Victor-Kienzly, [77]. Obviamente, una mayor calidad en la

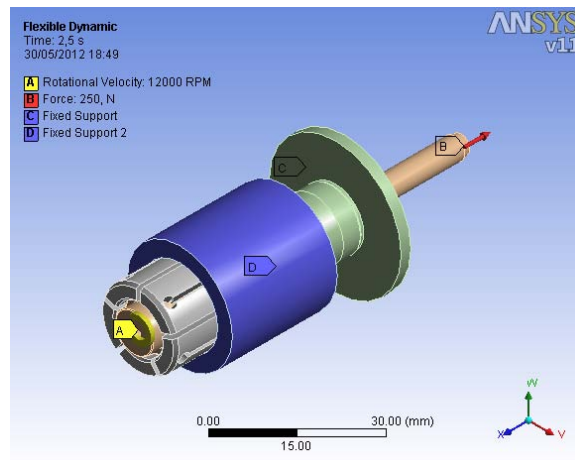


Figura 5.6: Cargas y velocidades de giro

determinación de las fuerzas de corte implicará una mayor exactitud en los valores obtenidos por los modelos propuestos en la presente Tesis Doctoral.

En estos análisis, para comprobar el modelo analítico propuesto en el punto 4.3 del capítulo 5.4.1, se empleó el mismo modelo geométrico tridimensional completo que en el caso precedente. También se emplearon idénticas características de malla, sistema de coordenadas, tipos de contactos y materiales.

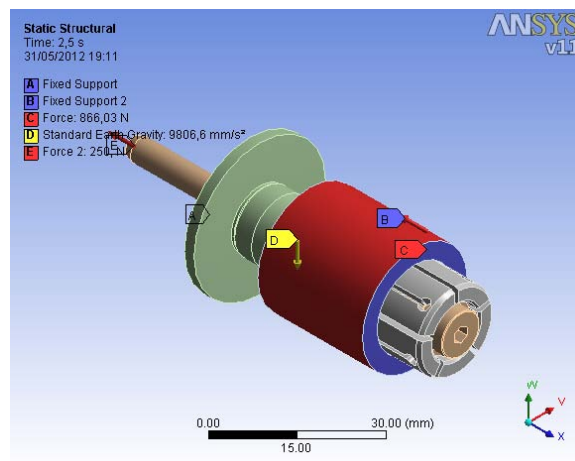


Figura 5.7: Cargas en proceso

Se llevaron a cabo diversas simulaciones no lineales dinámicas, aplicando

las fuerzas de corte o de proceso calculadas por los modelos expuestos, en las direcciones de los ejes X, Y, Z , de forma incremental y en el diámetro exterior de la pieza de trabajo y considerando en todos los incrementos la aceleración de la gravedad, la fuerza de accionamiento se aplicó en el extremo del pistón, empleándose, como en casos anteriores, el extremo final del cono de accionamiento y la pieza de trabajo como extremos fijos, se aplicó una velocidad de giro de $2000 \frac{r}{min}$, figura 5.7.

Los diferentes valores numéricos empleados así como los resultados obtenidos por los diversos modelos numéricos descritos en el presente capítulo se analizarán y compararán con los obtenidos por los modelos analíticos y experimentales en el capítulo 7

Capítulo 6

Dispositivo experimental y ensayos

6.1. Introducción

Una parte muy importante de la presente Tesis Doctoral es la fase experimental. En este capítulo, se detalla el prototipo experimental empleado, sus componentes así como el diseño de los experimentos que servirán de validación de los modelos analíticos y numéricos propuestos, que persiguen la predicción del comportamiento estático y dinámico de los platos porta-pinzas automáticos. El objetivo secundario de este capítulo es validar una metodología de ensayos no destructivos, en su aplicación a las pinzas de amarre basadas en la norma DIN 6343, [76]. Con estos objetivos se realizaron los siguientes ensayos:

- Determinación de la deformación máxima de la pinza de amarre hasta alcanzar la posición de contacto con la pieza de trabajo y posterior obtención de la rigidez presentada por la pinza durante este proceso inicial k_y .
- Determinación del par de amarre o momento torsor máximo M_t por aplicación de fuerza de accionamiento F_{acc} .
- Determinación de la deformación ante la fuerza de amarre F_{se} , durante el proceso de compactación y posterior obtención de la rigidez total del sistema de amarre $k_{r,T}$.

6.2. Experimentación

Para la realización de los diferentes ensayos, se fabricaron dos conos patrón en material $18CrMo4$ templado y revenido, [82], [83]. Las características

geométricas de los conos patrón fabricados, se detallan en la figura 6.1 y en la tabla 6.1.

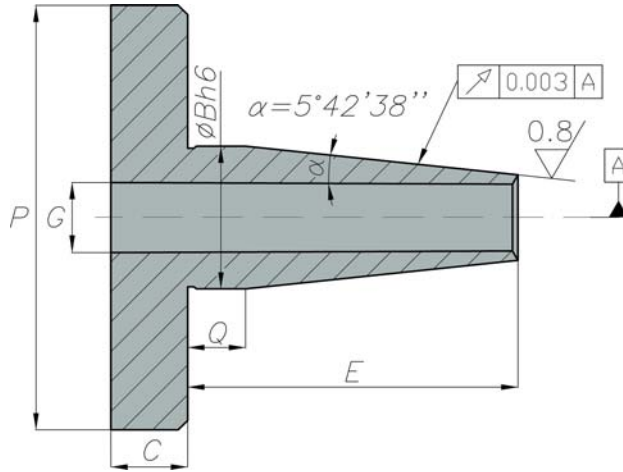


Figura 6.1: Dimensiones de los conos patrón

$Bh6$ mm	G mm	P mm	Q mm	C mm	E mm
14	10	70	5	9	47
20	10	70	10	9	61

Tabla 6.1: Dimensiones conos patrón

Se ensayaron pinzas para sujeción por el interior fabricadas en acero especial para muelles 50CrV4 templado y revenido, [82], [83]. Dichas pinzas se seleccionaron con vástago incorporado, el cual actuará de pistón de accionamiento en la plataforma experimental. La geometría y las medidas de las diferentes pinzas con vástago, se encuentran en la figura 5.1 y en la tabla 5.2 del capítulo 5.

Posteriormente, los mandriles expansibles, conjunto cono patrón-pinzas de amarre con vástago, se montaron en un dispositivo de accionamiento automático. Este dispositivo experimental completo se muestra en la figura 6.2.

El banco experimental de mandriles expansibles de accionamiento automático de la figura 6.2, se ha diseñado y fabricado ex profeso para realizar los ensayos experimentales de las pinzas. El banco de ensayos consta de los siguientes elementos:

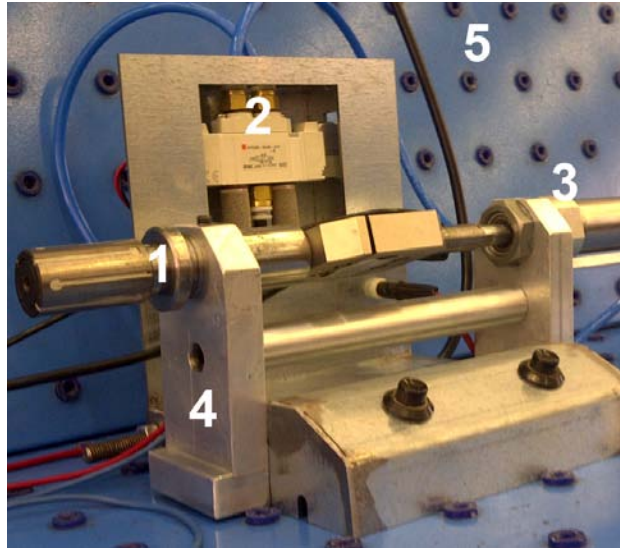


Figura 6.2: Banco experimental de accionamiento automático

1. Mandril expansible probeta (elemento a ensayar), ampliamente descritos en el párrafo anterior.
2. Circuito electro-neumático (electroválvulas, tubos, racores,...).
3. Cilindro neumático de doble efecto SMC Serie C85, diámetro 10 mm, carrera máxima 50 mm, presión mínima 0,22 MPa, presión máxima 1 MPa.
4. Bancada con anclajes previstos para nivelación en máquina de medición.
5. Panel neumático FESTO, tensión suministrada 24V DC, presión máxima suministrada 1 MPa.

Todos los ensayos fueron realizados en condiciones de laboratorio a temperatura controlada de 22° C.

6.3. Determinación de la deformación inicial de la pinza de amarre

Para este ensayo, el sistema de medida incorporado al dispositivo experimental, estaba conformado por los siguientes elementos, figura 6.3:



Figura 6.3: Plataforma experimental para la medida de la deformación libre

1. Máquina de medición por coordenadas BROWN-SHARPE, modelo gauge 2000 R y software PC-DMIS 3.5.
2. Dispositivo experimental de accionamiento automático con célula de carga SENEL, modelo SX1, para medir las fuerzas de accionamiento, con rango de medición de la componente axial ± 100 kg, calibración: 0-100 kg, sobrecarga permitida: ± 150 kg, sensibilidad: $2 \frac{mV}{V} \pm 0,1 \%$.
3. Para la adaptación, el registro y la visualización de las señales de fuerza, se usó un adaptador monocanal de carga marca SENEL tipo VBasic.
4. Computador para operación y adquisición de medidas de la máquina de coordenadas, con software PC-DMIS 3.5. También se empleó para adquirir datos de fuerza.

Se realizaron, inicialmente, medidas longitudinales, figura 6.3a, las cuales permitieron alinear el dispositivo experimental con el mármol de la máquina de medición por coordenadas y determinar la longitud total del espécimen de pinza de sujeción a ensayar. Seguidamente, se realizaron medidas transversales, figura 6.3b, que consistieron en realizar medidas diametrales de las pinzas de amarre a diferentes longitudes y con distintas fuerzas de accionamiento suministradas por el cilindro neumático del dispositivo experimental.

6.4. Determinación del par de amarre o momento torsor máximo por aplicación de la fuerza de accionamiento

Para la realización de este ensayo, se emplearon, además del dispositivo experimental anteriormente descrito, otros elementos de medida adicionales, como puede observarse en el esquema de la figura 6.4. El sistema de medida consta de:

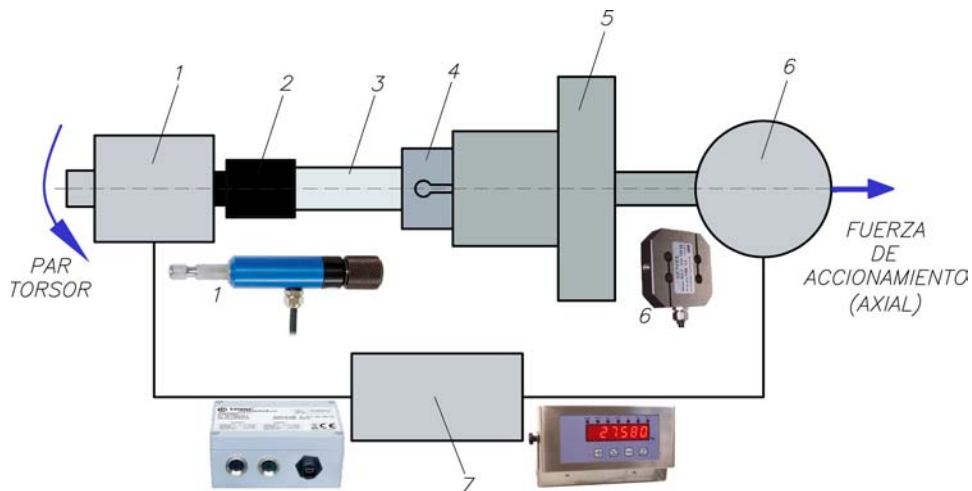


Figura 6.4: Esquema cadena de medida para medir el par de amarre

1. Torquímetro (estático) LORENZ MESSTECHNIK, modelo D-2431, con rango de medición del par estático ± 20 Nm, calibración, sentido horario: $0,2-20$ Nm, sensibilidad $1 \frac{mV}{V} \pm 0,2 \%$, bocas para llave hexagonal de $\frac{1}{4}$ inch., acorde a ISO 1173.
2. Llave con extremo hexagonal acorde a ISO 1173.
3. Pieza amarrada.
4. Pinza a ensayar.
5. Porta-pinzas (dispositivo experimental).
6. Célula de carga SENEL, modelo SX1, con rango de medición de la componente axial ± 100 kg, calibración: $0-100$ kg, sobrecarga permitida: ± 150 kg, sensibilidad: $2 \frac{mV}{V} \pm 0,1 \%$.
7. Para adaptar, registrar y visualizar las señales de par y de fuerza, se emplearon, respectivamente, un amplificador de doble canal de la marca

LORENZ MESSTECHNIK tipo SI-USB-U10 y un adaptador monocanal de carga marca SENEL tipo VBasic.

8. Computador para operación y adquisición de medidas, no representado en el esquema de la figura 6.4.

El objetivo principal de este ensayo es la obtención del par de amarre proporcionado por la pinza, mediante la aplicación de diferentes fuerzas de accionamiento sobre el porta-pinzas, lo cual produce diferentes fuerzas de amarre sobre la pieza amarrada; y la lectura del par que produce un desplazamiento angular en la pieza amarrada, para dichas diferentes fuerzas de accionamiento.

6.5. Determinación de la deformación ante la fuerza de amarre

El equipo empleado para la realización de este ensayo, además del sistema de captación de fuerza, se muestra en la figura 6.5.

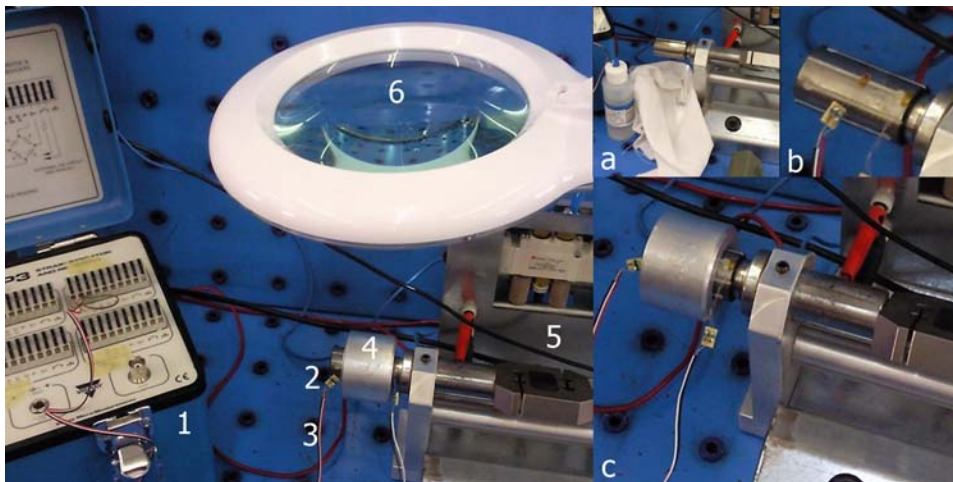


Figura 6.5: Esquema de la cadena de medidas con extensometría

1. Sistema portátil de adquisición y grabación de medidas extensométricas de la marca VISHAY Micro-Measurements, modelo P3.
2. Galgas extensométricas unidireccionales de la marca VISHAY Micro-Measurements, modelo L2A-XX-062LW-120, con resistencia de $120\Omega \pm 0,6\%$.

3. Cable de la marca VISHAY Micro-Measurements, modelo 326-DFV.
4. Pinza amarrada, diámetro amarrado $D_w = 19,70H7$, longitud amarrada $L_w = 24mm$.
5. Porta-pinzas (dispositivo experimental).
6. Lupa con iluminación para el pegado del galgas.

Se preparó la superficie de la pinza dándole un acabado manual mediante lijas de agua y posterior limpieza con productos químicos, figura 6.5a. Se procedió al pegado de las galgas extensométricas aproximadamente en los extremos de la pieza amarrada, empleando un pegamento cianocrilato y limpiando el sobrante con teflón, figura 6.5b. Seguidamente, se soldaron los cables a los extremos de las galgas extensométricas, aislando con silicona los extremos libres de las conexiones para evitar contactos no deseados. Finalmente, se introdujo la pieza de trabajo y se realizaron ensayos con fuerzas de accionamiento de entre $25N$ a $250N$ una vez alcanzado el contacto entre la pinza y la pieza de trabajo, figura 6.5c.

Para calcular la presión de amarre en función de la deformación, p_i , en cada punto, se supuso que la pinza de amarre se comporta como un cilindro a presión, se despreció la deformación lateral, ϵ_L , que resultó, como se esperaba prácticamente nula, empleándose las ecuaciones 6.1 y 6.2, donde σ_R es la tensión principal en la dirección radial, ϵ_R es la deformación radial medida, ν el coeficiente de poisson de la pinza, E su módulo de elasticidad y e el espesor de la pinza en el punto medido.

$$\sigma_R = \frac{(\epsilon_R + \nu\epsilon_L) E}{1 - \nu^2} \quad (6.1)$$

$$p_i = \frac{4\sigma_R e}{D_w} \quad (6.2)$$

Capítulo 7

Resultados y evaluación

7.1. Introducción

En este capítulo se exponen los resultados obtenidos del procesamiento de los modelos y las medidas registradas en los ensayos realizados. Inicialmente se exponen los resultados de tensión, según el criterio de Von Mises, y las presiones de contacto obtenidas mediante los modelos numéricos, descritos en el capítulo 5. Seguidamente se exponen y comparan los resultados obtenidos mediante los modelos analíticos propuestos, los modelos numéricos y los ensayos experimentales realizados, estos últimos ampliamente descritos en el capítulo 6.

Los modelos analíticos propuestos fueron implementados en MATLAB.

Los valores de los coeficientes de variación (C.V.) expresados en tanto por ciento entre los resultados obtenidos de cada modelo, inferiores en general al 6 %, acreditan el comportamiento lineal de las pinzas de sujeción y la bondad de los modelos propuestos.

7.2. Tensiones y presiones en los contactos

7.2.1. Tensión a lo largo del contacto cono-pinza

A fin de mejorar la comprensión del análisis de los resultados, se define un parámetro adimensional, τ , determinado por la ecuación 7.1, donde L_a es la longitud del cono de accionamiento que está en contacto con la pinza de sujeción en un determinado momento, L_b se obtiene mediante la ecuación 7.2 y L_F es la longitud total de la pinza a ensayar, vease la figura 6.1 del capítulo 6. Obviamente, $0 \leq \tau \leq 1$.

$$\tau = \frac{L_a}{L_b} \quad (7.1)$$

$$L_b = L_F - L_1 \quad (7.2)$$

Las simulaciones se realizaron empleando dos aceros diferentes cuyos límites elásticos son $S_{cn} = 685MPa$ (cono) y $S_{pn} = 950MPa$ (pinza), como se muestra en la tabla 5.2 del capítulo 5. Por consiguiente, el valor máximo del ratio definido por la ecuación 7.3, donde σ_{vm} es la tensión de Von Mises y S_i es el límite elástico del cono de accionamiento y de la pinza de amarre respectivamente, no puede estar por encima de uno.

$$\frac{\sigma_{vm,max}}{S_i} \leq 1 \quad (7.3)$$

Como se muestra en la figura 7.1, para una pinza especimen de diámetro nominal $D_F = 19,70mm$ con una fuerza de accionamiento aplicada $F_{acc} = 250N$, en los puntos situados en el borde de los orificios laterales, la tensión experimenta un rápido incremento. Sin embargo, en el resto de los puntos, del cono de accionamiento y de la pinza de amarre, no aparecen cambios bruscos en la tensión de Von Mises.

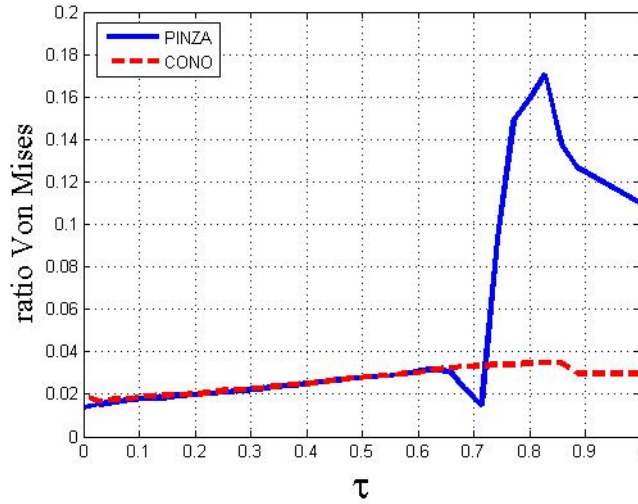


Figura 7.1: Tensión a lo largo del contacto cono-pinza, $F_{acc} = 250N$

También se realizaron simulaciones disminuyendo el ángulo del cono de accionamiento α y, por tanto, el de la pinza de amarre, ya que según las ecua-

ciones 3.18 y 3.19 del capítulo 3, la fuerza de accionamiento disminuye con el ángulo, mientras que, por el contrario, aumenta la fuerza de amarre. No obstante, mínimas variaciones del ángulo α provocan un rápido aumento de las tensiones residuales en la pinza de amarre. Esto puede observarse en la figura 7.2, donde se mantuvo constante la fuerza de accionamiento $F_{acc} = 250N$, para una pinza de diámetro nominal $D_F = 19,70mm$, y se decrementó el ángulo α , desde de 10° , en $0,5^\circ$ hasta llegar al valor 1 del ratio Von Mises.

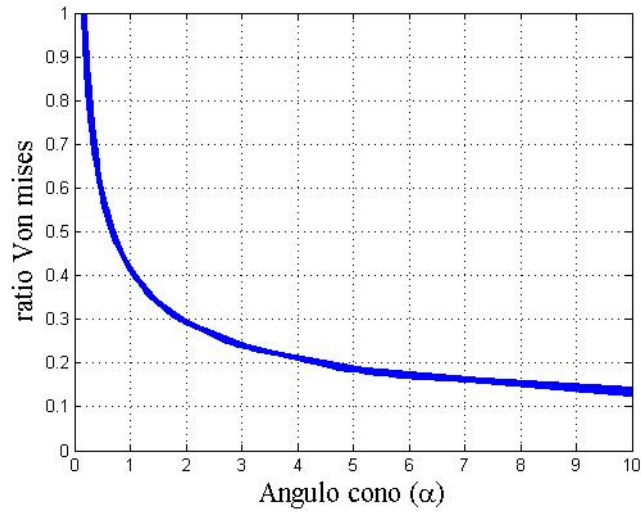


Figura 7.2: Variación tensión máxima, σ_{vm} , con ángulo de cono, $F_{acc} = 250N$

7.2.2. Presión a lo largo del contacto cono-pinza

La presión máxima de contacto, p_{max} , entre el cono de accionamiento y la pinza de sujeción para una fuerza de accionamiento $F_{acc} = 250N$, se determinó analíticamente mediante la ecuación 3.18 del capítulo 3 con las características del cono de accionamiento, para una pinza de diámetro nominal $D_F = 19,70mm$, expuestas en la tabla 6.1 del capítulo 6. Se obtuvo un valor de presión máxima de contacto de 834,445 kPa.

La figura 7.3 muestra la distribución de la presión de contacto obtenida mediante el análisis por elementos finitos. Como se supuso en la realización del modelo analítico, en el apartado 3.4 del capítulo 3, la presión de contacto entre el cono de accionamiento y la pinza de amarre permanece prácticamente constante. El error entre los dos modelos es de apenas un 2% (pues, en el modelo de elementos finitos es de 814,25 kPa).

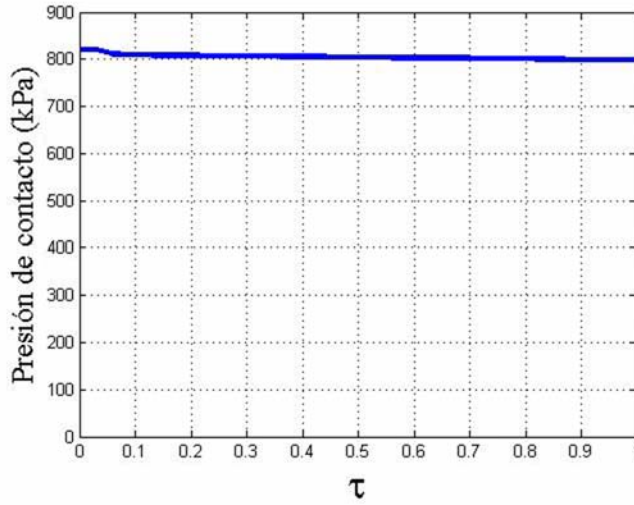


Figura 7.3: Presión de contacto cono-pinza, $F_{acc} = 250N$

7.2.3. Tensión a lo largo del contacto pinza-pieza de trabajo

En este apartado, para facilitar el análisis de los resultados, se define otro parámetro adimensional, ϕ , ecuación 7.4, siendo L_c la longitud del elemento de malla empleado en el análisis por elementos finitos y L_w la longitud amarrada de la pieza de trabajo. Obviamente, $0 \leq \phi \leq 1$.

$$\phi = \frac{L_c}{L_w} \quad (7.4)$$

En este caso, las simulaciones se realizaron empleando dos aceros diferentes cuyos límites elásticos son $S_w = 430MPa$ (pieza de trabajo) y $S_{pn} = 950MPa$ (pinza), como se muestra en la tabla 5.2 del capítulo 5. Por consiguiente, el valor máximo del ratio definido por la ecuación 7.3, donde σ_{vm} es la tensión de Von Mises y ahora S_i es el límite elástico de la pieza de trabajo y de la pinza de amarre respectivamente, al igual que en el caso del contacto entre el cono de accionamiento y la pinza de amarre, no puede estar por encima de uno.

La figura 7.4, muestra la distribución de tensiones, según el criterio de Von Mises, para un elemento de malla de $L_c = 1mm$, una longitud amarrada de $L_w = 24mm$, una pinza de diámetro nominal $D_F = 19,70mm$, un diámetro de la pieza amarrada de $D_w = 19,70H7$ y con una fuerza de accionamiento suministrada de $F_{acc} = 250N$.

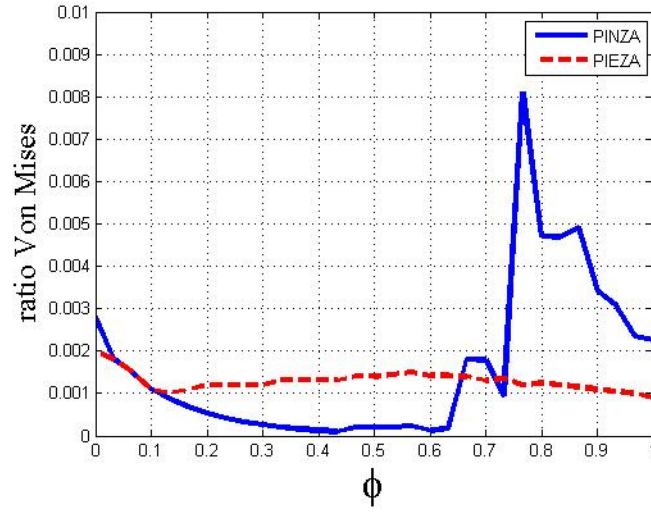


Figura 7.4: Tensión a lo largo del contacto pinza-pieza, $F_{acc} = 250N$

Como puede observarse en la figura 7.4, para la pinza de amarre, en los puntos más próximos su extremo, donde se acopla el pistón de accionamiento, desde $\phi = 0$ a $\phi = 0,3$ las tensiones presentan un ligero incremento debido a los esfuerzos a tracción suministrados por el pistón de accionamiento. En los puntos situados en las cercanías de los orificios laterales de la pinza, desde $\phi = 0,65$ a $\phi = 0,75$, se produce un repentino incremento en las tensiones, este incremento se debe fundamentalmente a esfuerzos cortantes, que, como se verá en el siguiente apartado, no originan efectos negativos en la presión de contacto entre la pinza y la pieza de trabajo. El cono de accionamiento también se ve afectado por los esfuerzos tractores en sus puntos más cercanos al pistón de accionamiento, no obstante, la tensión disminuye paulatinamente a medida que sus puntos se van alejando del pistón de accionamiento.

7.2.4. Presión a lo largo del contacto pinza-pieza

El valor de la presión de contacto entre la pinza y la pieza de trabajo, p , fue determinada analíticamente mediante las ecuaciones 3.18, 3.19 y 3.28 del capítulo 3. Obteniéndose un resultado de $2570,58kPa$, para una pinza espécimen de diámetro nominal $D_F = 19,70mm$. El resto de sus dimensiones puede encontrarse en la tabla 5.1 del capítulo 5. La longitud de pieza amarrada fue de $L_w = 24mm$ con un diámetro amarrado de $D_w = 19,70H7$ y fuerza de accionamiento de $F_{acc} = 250N$. El valor máximo de la presión de contacto entre la pinza de amarre y la pieza de trabajo, obtenido mediante el modelo de elementos finitos expuesto en el punto 5.3 del capítulo 5, fue de

2262,08kPa. También, y dada la importancia de este contacto, se realizaron medidas experimentales con extensometría sobre el dispositivo experimental descrito en el capítulo 6, empleando la plataforma experimental descrita en el punto 6.5, obteniéndose una presión de contacto de 2339,17kPa.

Como se muestra en la figura 7.5, la distribución de la presión de contacto a lo largo de la pieza de amarre permanece prácticamente constante, como se supuso en el desarrollo del modelo analítico propuesto en el capítulo 3. No obstante, el coeficiente de variación (C.V.) entre las medidas experimentales y el modelo de elementos finitos está en torno a un 3,3 % y entre el modelo analítico y los resultados experimentales aumenta hasta un valor del 9,8 %, esto es debido a que el modelo analítico, inicialmente propuesto, no tiene en cuenta la rigidez total del sistema de sujeción.

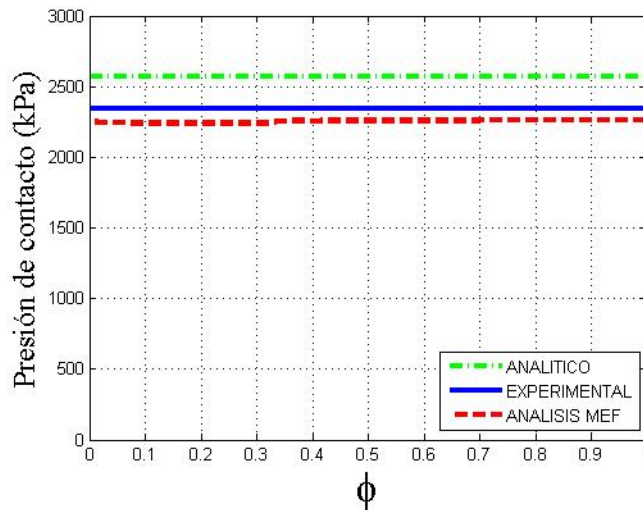


Figura 7.5: Presión de contacto pinza-pieza, $F_{acc} = 250N$

Mediante la corrección propuesta en el punto 3.5 del capítulo 3, con las medidas del cono de accionamiento, pinza de amarre y pistón del dispositivo experimental presentadas en la figura 5.1 del capítulo 5, se determinará, más adelante, la rigidez total del sistema de amarre, lo cual permitirá corregir el valor de la presión de contacto entre la pinza de amarre y la pieza de trabajo obtenido mediante el modelo analítico inicial.

7.3. Par de amarre suministrado

El par de amarre suministrado, en estado estático, para una determinada fuerza de accionamiento fue medido mediante la plataforma experimental descrita en el punto 6.4 del capítulo 6. Como en dicho punto se indicó, se midió el valor del par a partir del cual se produce un desplazamiento angular en la pieza amarrada. Se amarró una pieza por su interior, siendo su diámetro de amarre de $D_w = 19,70H7$, indicar que para mayor facilidad, se empleó un pieza con forma exterior hexagonal, cuyo diámetro exterior efectivo y longitud amarrada fueron de $D_A = 24mm$ y $L_w = 24mm$ respectivamente, se realizaron medidas para fuerzas de accionamiento desde $150N$ a $250N$, con pinzas de diámetro nominal de $D_F = 19,70mm$. La figura 7.6 muestra los resultados experimentales obtenidos del par de amarre cuando se produce el deslizamiento en la superficie de contacto entre la pieza y la pinza de sujeción, para una fuerza de accionamiento de $250N$.

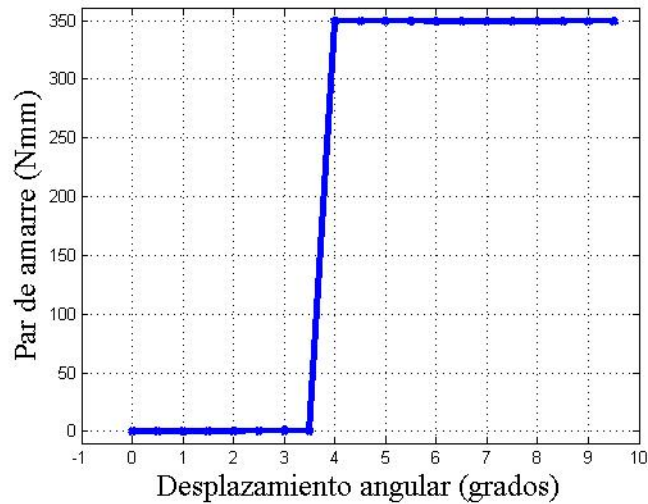


Figura 7.6: Determinación del par de amarre, $F_{acc} = 250N$

Seguidamente, se determinó el par de amarre analíticamente, mediante la ecuación 3.31 del capítulo 3, considerando un valor de rozamiento entre las superficies en contacto, de la pinza de amarre y de la pieza de trabajo, de $\mu_{cw} = 0,09$ [84], y tomando el valor de la presión de contacto obtenido analíticamente para cada valor de fuerza de accionamiento. También se determinó el valor del par amarre, introduciendo en la ecuación 3.31 del capítulo 3, el valor de la presión de contacto máxima obtenida mediante el modelo de elementos finitos presentado en el punto 5.3 del capítulo 5.

La figura 7.7 compara los resultados obtenidos mediante los modelos analítico, de elementos finitos y los resultados obtenidos experimentalmente. En la tabla 7.1 se exponen los valores máximos obtenidos mediante los modelos y las pruebas experimentales para una fuerza de accionamiento de $F_{acc} = 250N$.

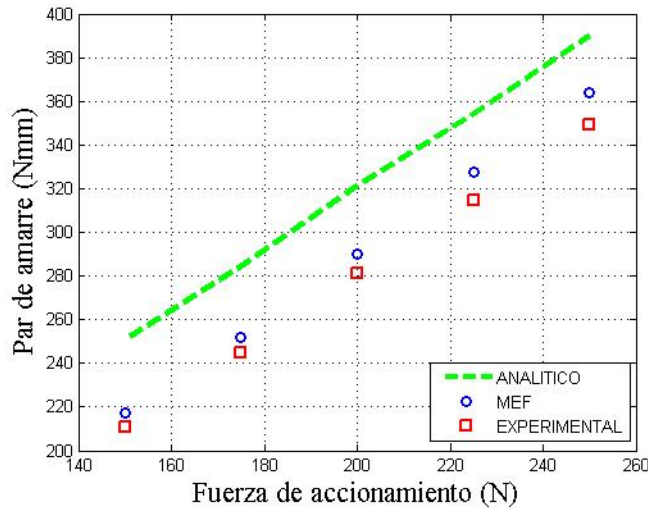


Figura 7.7: Par de amarre: analítico, MEF, experimental

M_t Ana.	M_t MEF	M_t Exp.	C.V. Ana.	C.V. Ana.	C.V. MEF
Nmm	Nmm	Nmm	MEF	Exp.	Exp.
			%	%	%
389,70	364,01	349,49	6,59	10,32	3,98

Tabla 7.1: Par de amarre: analítico, MEF, experimental, $F_{acc} = 250N$

Los valores más altos de los coeficientes de variación (C.V.), tabla 7.1, se deben fundamentalmente a dos fuentes, la primera son los posibles errores en la determinación del rozamiento, obtenido de la bibliografía y la segunda es el hecho, apuntado también en el apartado anterior, de no considerar la corrección debida a la deformación del conjunto por la acción de la fuerza de amarre. Más adelante se aplicará dicha corrección obteniéndose valores más ajustados en dichos coeficientes de variación (C.V.).

7.4. Análisis de rigideces

7.4.1. Rigidez estática de la pinza de amarre

La rigidez inicial de la pinza de amarre, k_y , fue determinada analíticamente mediante la ecuación 3.36 del capítulo 3 para un rango de fuerzas de accionamiento entre $25N$ a $250N$. Los datos geométricos de la pinza ensayada, cuyo diámetro nominal fue de $D_F = 19,70mm$, y del cono de accionamiento pueden encontrarse en la tabla 5.1 del capítulo 5 y en la tabla 6.1 del capítulo 6, respectivamente. Los datos de los materiales de la pinza y del cono de accionamiento se encuentran recogidos en la tabla 5.2 del capítulo 5. El momento de inercia de las garras de la pinza de amarre fue determinado mediante el módulo de geometría del programa ANSYS.

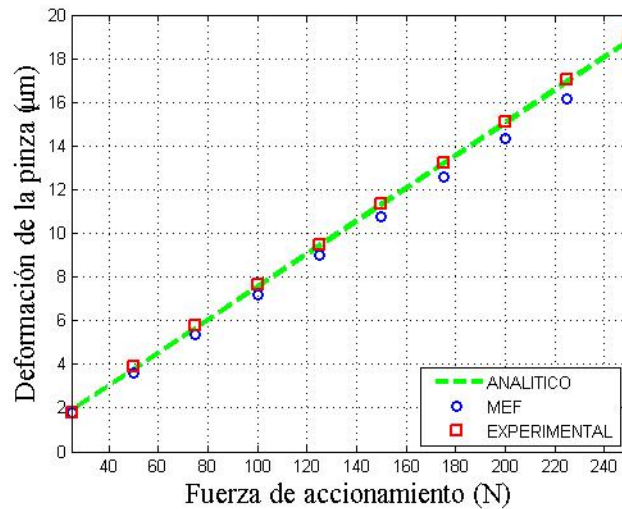


Figura 7.8: Deformación de la pinza: analítico, MEF, experimental

Mediante el modelo de elementos finitos, presentado en el apartado 5.3 del capítulo 5, y para el mismo rango de fuerzas de accionamiento que en el caso analítico se determinaron las deformaciones iniciales.

También, se comprobaron experimentalmente los resultados aportados por ambos modelos, mediante el empleo de la plataforma experimental descrita en el punto 6.3 del capítulo 6, determinando la deformación inicial (sin pieza de trabajo) de la pinza de amarre para el rango de fuerzas de accionamiento anteriormente citado.

La figura 7.8 compara los resultados obtenidos mediante los modelos

analíticos y de elementos finitos junto con los resultados obtenidos experimentalmente. Las rigideces iniciales de la pinza de amarre, proporcionadas por los modelos y ensayos realizados, se determinaron mediante las pendientes de la rectas formadas, tabla 7.2.

k_y Ana.	k_y MEF	k_y Exp.	C.V. Ana. MEF	C.V. Ana. Exp.	C.V. MEF Exp.
$\frac{N}{\mu m}$	$\frac{N}{\mu m}$	$\frac{N}{\mu m}$	%	%	%
0,0753	0,0718	0,0754	4,80	0,13	4,93

Tabla 7.2: Rigidez inicial pinza: Analítico, MEF, experimental

7.4.2. Influencia de la rigidez del plato porta-pinzas y pieza amarrada ante la fuerza de amarre

La figura 7.9 muestra la influencia de la rigidez radial total del elemento de amarre y del contacto pinza-pieza ante la fuerza de amarre. Las geometrías de los mandriles y de las pinzas ensayadas se recogen en la figura 5.1 y en la tabla 5.1 del capítulo 5. Se tomó un rango de fuerzas de accionamiento de $25N$ a $250N$ para una pinza de amarre de diámetro $D_F = 19,70mm$, la cual amarraba una pieza de diámetro $D_w = 19,70H7$ con una longitud de amarre de $d_{am} = 12mm$.

La fuerza de amarre suministrada por el equipo porta-pinzas, fue determinada analíticamente con las ecuaciones 3.18 y 3.19 del capítulo 3. Posteriormente, su valor fue corregido, teniendo en cuenta los valores de rigidez de los componentes del porta-pinzas y de la pieza amarrada, empleando para ello la ecuación 4.36 del capítulo 4, sin tener en cuenta los tres primeros términos, debidos a la velocidad de rotación, resultando, por tanto, la ecuación 7.5, de donde se obtiene la ecuación 7.6, siendo \aleph el factor de rigideces dado por $\frac{k_{pi}}{k_{r,T}}$. Los valores de rigidez del elemento porta-pinzas, $k_{r,T}$, y del contacto pinza-pinza, k_{pi} , fueron determinados mediante las ecuaciones 4.38 y 4.39 del capítulo 4 y el modelo numérico expuesto en el punto 5.3 del capítulo 5 respectivamente.

$$\frac{\Delta F_s}{k_{pi}} = \frac{F_s}{k_{r,T}} \quad (7.5)$$

$$\Delta F_s = \aleph F_{se} \quad (7.6)$$

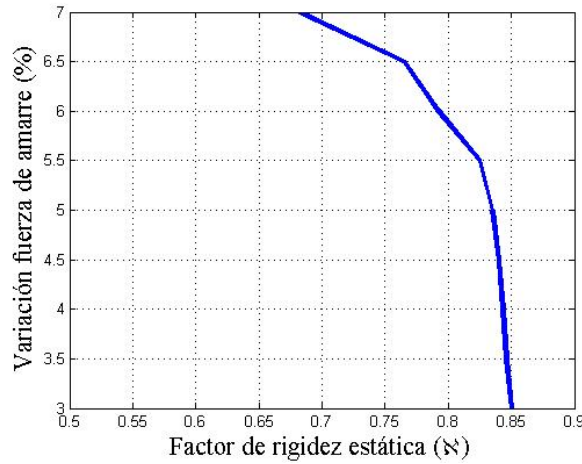


Figura 7.9: Variación en la fuerza de amarre, con factor de rigidez, $d_{am} = 12mm$

Por otro lado, la figura 7.10 presenta la variación de la rigidez del contacto entre la pieza de trabajo y el elemento de contacto o garra de la pinza de amarre, k_{pi} , frente a la variación de la rigidez total del sistema de amarre (plato porta-pinzas), $k_{r,T}$.

A la vista de las gráficas representadas en las figuras 7.9 y 7.10, la fuerza de amarre, así como la presión de contacto entre la pinza y la pieza de trabajo, calculadas mediante las ecuaciones expuestas en el capítulo 3, deben ser reducidas en el porcentaje dado en la figura 7.9, ya que parte de la fuerza de accionamiento, y por tanto parte de la fuerza de amarre, es empleada en deformar el propio sistema de amarre.

También es posible concluir que una menor rigidez de la pieza de trabajo, implicará una menor pérdida en la fuerza de amarre.

Por otra parte, según la figura 7.10, un aumento en la rigidez del plato porta-pinzas, traerá consigo un aumento en la rigidez del contacto entre la pinza y la pieza de trabajo, incrementando, por tanto, su capacidad de sujeción. La rigidez radial del sistema de sujeción puede ser incrementada optimizando su estructura, especialmente la estructura de su sistema de transmisión de fuerza.

Tras aplicar la corrección dada por la gráfica representada en la figura 7.9, los coeficientes de variación (C.V.) entre los modelos analíticos con los modelos de elementos finitos y resultados experimentales, figuras 7.5, 7.7 y

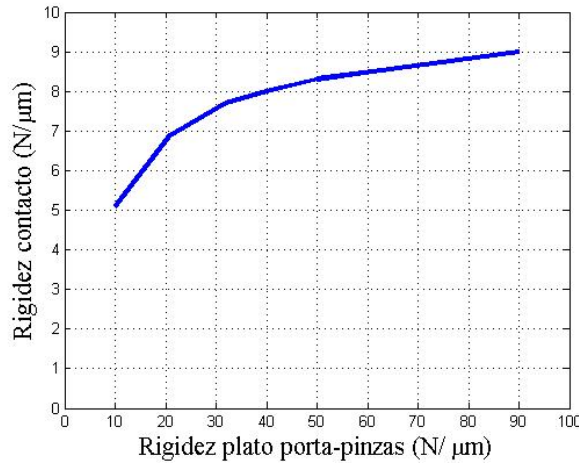


Figura 7.10: Variación de la rigidez del contacto pinza-pieza, $d_{am} = 12mm$

tabla 7.2, fueron restados en un 3,12 %.

7.4.3. Influencia de la rigidez del plato porta-pinzas y pieza amarrada ante la fuerza centrífuga

Inicialmente, la fuerza centrífuga fue determinada, con la ecuación 4.3 del capítulo 4, basada en la mecánica del sólido rígido. La masa del elemento de contacto o garra de la pinza de sujeción fue obtenida de su geometría y materiales el programa ANSYS. Se ensayó una pinza de diámetro nominal $D_F = 19,70mm$ la cual amarraba un pieza de acero C45E por su diámetro interior de $D_w = 19,70H7$. El mandril fue sometido a una velocidad máxima de rotación de $12000 \frac{r}{min}$, en incrementos de $100 \frac{r}{min}$. Posteriormente, se aplicó la corrección, teniendo en cuenta las rigideces de los diferentes elementos, propuesta por la ecuación 4.36 del capítulo 4. Las diferentes rigideces de los componentes del mandril fueron determinadas empleando las ecuaciones 4.14, 4.23, 4.31 del capítulo 4 y la ecuación 3.53 del capítulo 3, las rigideces parciales se determinaron con las ecuaciones 4.32, 4.33, 4.34 y 4.35 del capítulo 4, usándose los mismos datos de longitud de amarre que en el caso anterior. La rigidez del contacto entre la pieza y la pinza de amarre fue determinada mediante modelo de elementos finitos.

También se realizaron simulaciones dinámicas, empleando el modelo de elementos finitos presentado en el punto 5.4 del capítulo 5, con los mismos datos de velocidad de rotación que en el caso analítico, descrito en el párrafo anterior.

La figura 7.11 presenta los resultados de variación de la fuerza de amarre con la velocidad de rotación, obtenidos mediante el modelo analítico basado en la mecánica del sólido rígido, con la corrección, debida a las deformaciones en los diferentes componentes del plato porta-pinzas en situación de amarre y el modelo de elementos finitos.

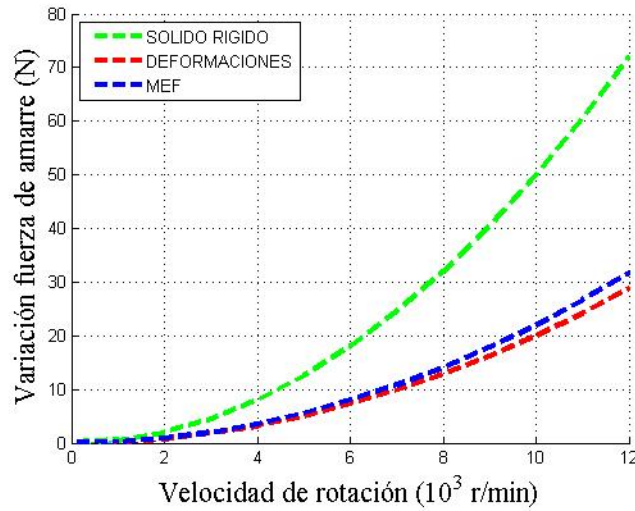


Figura 7.11: Influencia de velocidad de rotación y rigideces, $F_{acc} = 250N$

La variación en fuerza de amarre aumenta con la velocidad de rotación. No obstante, debido a la influencia de la rigidez del equipo porta-pinzas, la variación en la fuerza de amarre es considerablemente inferior a la calculada mediante los modelos basados en la mecánica del sólido rígido. Las variaciones en la pérdida de amarre computadas con el modelo de deformación con rigideces propuesto se corresponde ampliamente con los resultados obtenidos con el modelo de elementos finitos.

Contrariamente al caso anterior, una menor rigidez del plato porta-pinzas se traducirá en una menor variación en la fuerza de amarre ante la velocidad de rotación, también una mayor rigidez de la pieza amarrada implicará una menor variación. Esto resulta al contrario en el caso de los sistemas de amarre basados en pinzas para amarre por el interior, ya que la propia velocidad de giro aumentará la fuerza de amarre.

7.5. Deformaciones debidas a las fuerzas de proceso

En este apartado se analizan y comparan los valores de deformación sobre la pinza de sujeción que originan las fuerzas de corte y el propio peso de la pieza amarrada. Estas fuerzas dinámicas originan distorsiones en el amarre de la pieza de trabajo y, en definitiva, variaciones en la presión de contacto entre las garras de la pinza y la pieza de trabajo y, por tanto, variaciones en la fuerza de amarre.

En el modelo analítico presentado no se tuvieron en cuentas las deformaciones debidas a los momentos torsores, por considerarse el efecto de éstos despreciable frente a los efectos de los momentos flectores.

Las fuerzas de corte fueron determinadas, para una operación de corte oblicuo, mediante el modelo de Victor-Kienzle [77], obteniéndose un valor total de $866,03N$. Se tomó, como en los casos anteriores, una pinza de diámetro nominal $D_F = 19,70mm$ con número de garras impar, que amarraba una pieza, considerada infinitamente rígida, por su diámetro interior de $D_w = 19,70H7$. El elemento de amarre fue animado con una velocidad de rotación de $2000\frac{r}{min}$.

7.5.1. Deformaciones por esfuerzos radiales

Las deformaciones debidas a los esfuerzos radiales en cada elemento de contacto, fueron determinadas analíticamente mediante la ecuación 4.59 del capítulo 4, la fuerza de reacción en la dirección radial, se calculó analíticamente con la ecuación 4.49 del capítulo 4. Las rigideces de contacto entre las garras de la pinza y la pieza de trabajo, en las direcciones radial y axial, se determinaron mediante el modelo de elementos finitos, el resto de parámetros se obtuvieron de la geometría de la pinza de amarre ensayada. El modelo anterior fue implementado en Matlab.

A su vez, también se determinaron las deformaciones, en la dirección radial, para cada elemento de contacto de la pinza de amarre, mediante el modelo de elementos finitos propuesto en el punto 5.4 del capítulo 5.

7.5.2. Deformaciones por momentos flectores

Las deformaciones relativas en los elementos de contacto o garras de la pinza de amarre debidas a los momentos flectores provocados por las fuerzas dinámicas, fueron determinadas analíticamente mediante la ecuación 4.65 del capítulo 4, los parámetros que intervienen en la ecuación citada fueron

calculados mediante las ecuaciones 4.66 a 4.75. La rigidez total del sistema, $k_{r,T}$, fue determinada como en el caso de la influencia de la fuerza centrífuga, mientras que la rigidez axial, k_z , se determinó mediante el modelo de elementos finitos. Este modelo también fue implementado en Matlab.

Además, se determinaron las deformaciones debidas a los momentos flectores para cada elemento de contacto de la pinza de amarre, mediante el modelo de elementos finitos propuesto en el punto 5.4 del capítulo 5.

7.5.3. Deformaciones total ante fuerzas dinámicas

Las figuras 7.12 y 7.13 muestran la deformación debida a los momentos flectores y esfuerzos radiales del elemento porta-pinzas y de la pinza de amarre, originados por las fuerzas dinámicas durante el proceso de arranque de viruta en la sección central del amarre, respectivamente.

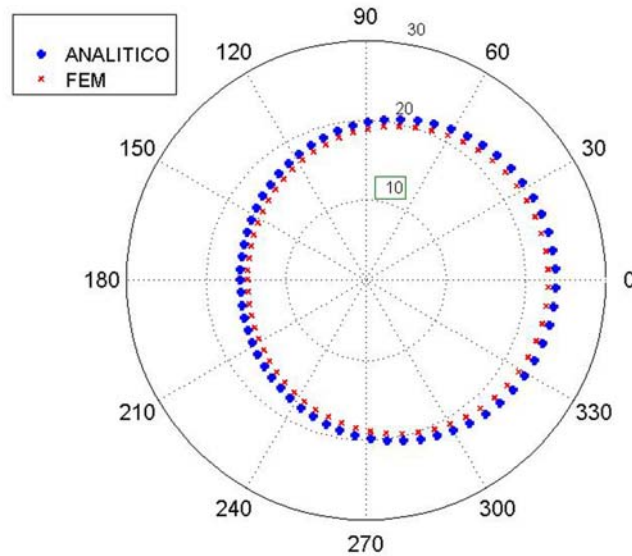


Figura 7.12: Deformación del sistema de amarre (porta-pinzas)

A la vista de la figura 7.12, la alta desviación del centro del elemento de amarre es debida a la baja rigidez del prototipo experimental debida a la alta carga y elevada velocidad de giro. No obstante esta variación de centro influirá decisivamente en la capacidad de centrado del sistema y por consi-

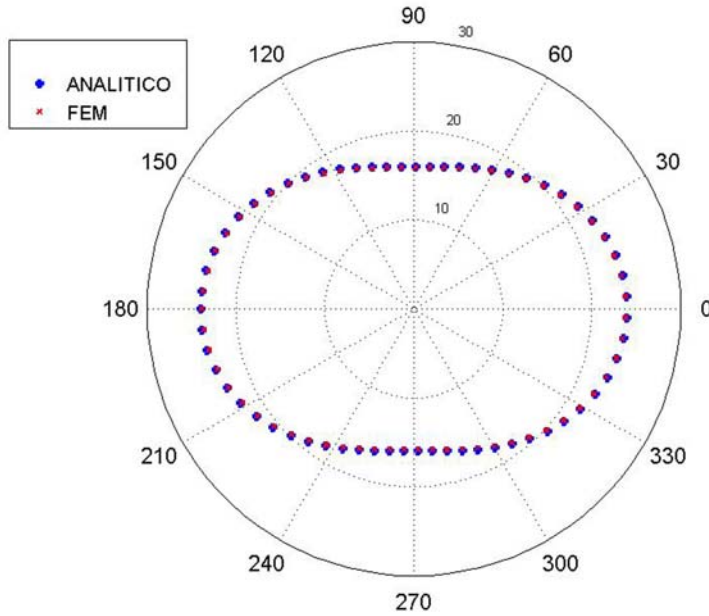


Figura 7.13: Deformación de la pinza de amarre

guiente en la concentricidad del producto final. También se evidencia una pequeña variación radial de la pinza de trabajo entre los dos modelos realizados, posiblemente debida a las desviaciones entre las rigideces de la pinza, obtenidas mediante los modelos analíticos y de elementos finitos.

Por otro lado, y a la vista de la figura 7.13, se observa una fuerte deformación en las partes superior y lateral de la pinza de amarre, lo cual provocará una disminución de la fuerza de amarre en la parte superior y un aumento en la parte lateral, esto afectará en gran medida en la cilindridad del producto final.

Estas deformaciones resultan inevitables, ya que en mayor o menor medida, siempre existirán. Por tanto influirán en las fuentes de incertidumbre en la sujeción de las piezas de trabajo con este tipo de dispositivos, esto se propone como futura línea de investigación de la presente Tesis Doctoral.

7.5.4. Trayectoria descrita por un punto de la pinza

Finalmente, se determinó, mediante el modelo de elementos finitos propuesto en el punto 5.4 del capítulo 5, la posición que describe un punto de la garra de la pinza en su posición de amarre, figura 7.14. Esto permite apreciar cómo cambiarán de posición las deformaciones anteriormente estudiadas con el ángulo de rotación.

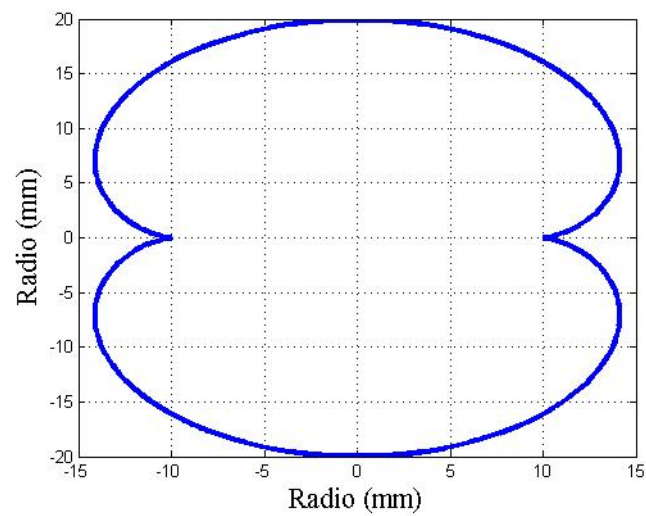


Figura 7.14: Deformación de la pinza de amarre

Capítulo 8

Diseño final

8.1. Introducción

En este capítulo se propone el diseño original de un mandril expansible especial automático. La pieza de trabajo vendrá de fundición y tras pasar por la fase de mecanizado interior es amarrada por dicho interior mediante el mandril expansible, la alimentación de piezas a la máquina se realiza por medios automáticos (cambio de cabezal, cinta transportadora, brazo robot, etc.). El diseño incluye un novedoso sistema de detección de presencia y posicionado de pieza por aire comprimido que, además, permite también controlar la fuerza de accionamiento y un innovador sistema de transmisión de fuerza que también optimiza su estructura, [68].

Asimismo, se presentan los modelos de elementos finitos, estáticos y dinámicos, realizados con los paquetes comerciales ALGOR y CATIA, que se emplearon para realizar los análisis cinemáticos y dinámicos del prototipo.

Finalmente, se determina la fuerza dinámica efectiva de amarre del diseño final propuesto teniendo en cuenta los modelos analíticos presentados en esta Tesis Doctoral, comparándose los resultados con los obtenidos mediante los modelos de elementos finitos del prototipo final propuesto.

8.2. Diseño de un mandril expansible especial

La figura 8.1 muestra el conjunto explosionado del diseño original de un porta-pinzas (mandril expansible) especial propuesto en esta Tesis, donde se han excluido las piezas normalizadas (tornillos, chavetas, juntas, etc.), la sección y la perspectiva transparente, y donde también pueden apreciarse los conductos del sistema de presencia y posicionado de pieza, del diseño

propuesto.

En La figura 8.2 se muestra la vista del conjunto seccionado del diseño original del mandril expansible propuesto y la tabla 8.1 indica los materiales y tratamientos para cada elemento mecánico componente del mandril expansible especial. Las dimensiones de cada uno de los componentes pueden encontrarse en los planos incluidos en el disco anexo.

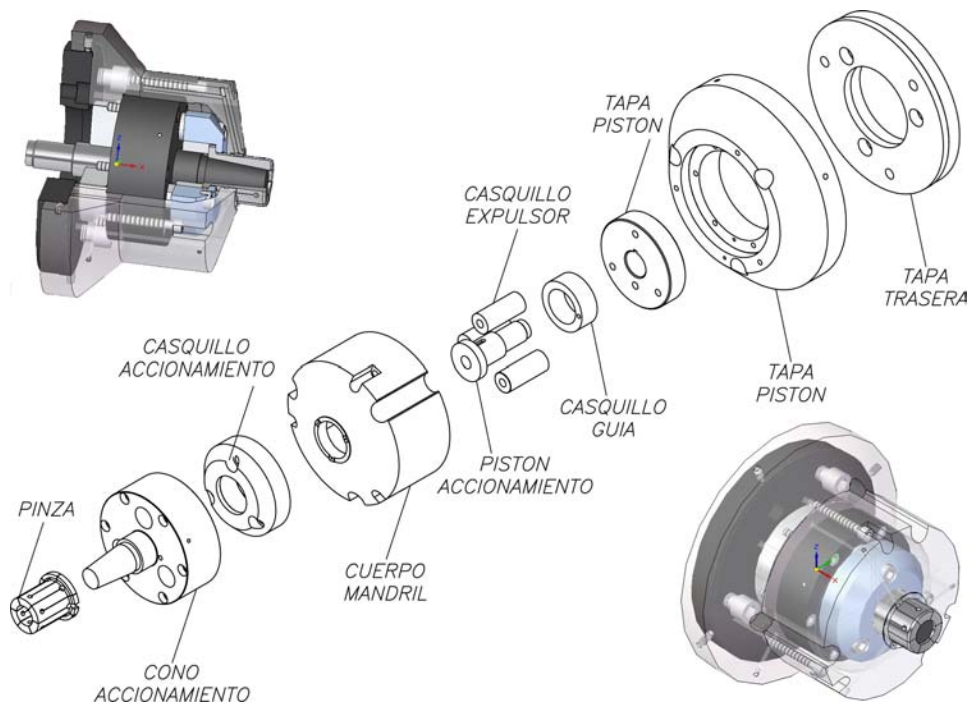


Figura 8.1: Sección, explosionado y perspectiva

Resumidamente, se puede describir el funcionamiento del mandril expansible automático propuesto (ver figura 8.2):

- El pistón de accionamiento (1) va unido a un cilindro hidráulico de doble efecto de la máquina por medio de la pieza adaptadora (2), ambas piezas están provistas de un taladro central que es atravesado por la lanza de aire comprimido (3), que acaba en una cámara de acumulación de la cual parten los orificios practicados en otros componentes del equipo que permiten el paso del aire comprimido utilizado como señal en el sistema de presencia, posicionado de pieza y control de fuerza de accionamiento.

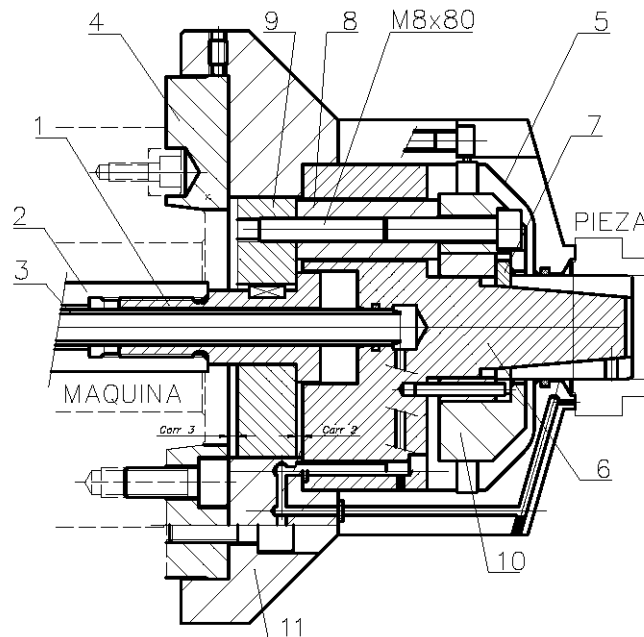


Figura 8.2: Vista de conjunto

- La tapa trasera o contraplato (4), cumple una doble misión, por un lado limita la carrera del pistón de accionamiento y por otra se acopla por medio de un cono corto según norma UNE 1540, [?], a la nariz del husillo de la máquina.
- El cuerpo del mandril (5), lleva en su extremo el final de los orificios del sistema de presencia, posicionado y control de fuerza de accionamiento, acoplando, además, el resto de los componentes del sistema de accionamiento y actuando como tope de pieza.
- El cono de accionamiento (6) sobre el que desliza la pinza expansible (7) acopla a su vez el sistema de tiro formado por tres casquillos expulsores (8) que hacen tope trasero con la tapa del pistón (9), y tres tornillos M8x80 calidad 12.9 conforme a las normas UNE-EN ISO 4762: 2005, [85], y UNE-EN ISO 898-1:2000, [86]; su par de apriete viene dado por la norma UNE 17108, [87], y por último el casquillo de accionamiento (10).
- La segunda tapa del pistón (11) cubre el sistema y aloja el contraplato.

A fin de facilitar la comprensión del funcionamiento del mandril expansible diseñado, se agrupan los componentes del mismo atendiendo a que realicen o no movimiento de traslación en la dirección axial.

- Piezas con movimiento axial:
 - Pistón de accionamiento (1).
 - Pieza adaptadora (2).
 - Pinza expansible (7).
 - Casquillos expulsos (8).
 - Casquillo de accionamiento(10).
- Piezas sin movimiento axial:
 - Lanza de aire comprimido (3).
 - Tapa trasera o contraplato (4).
 - Cuerpo de mandril (5).
 - Cono de accionamiento (6).
 - Tapas de pistón (9) y (11).

Denominación	Material	Tratamiento	Marca
Pistón	42CrMo4	Temple-Revenido	1
Adaptador	42CrMo4	Temple-Revenido	2
Lanza	C45E	-	3
Contraplato	42CrMo4	Temple-Revenido	4
Cuerpo	42CrMo4	Temple-Revenido	5
Cono	18CrMo4	Temple-Revenido-Cementado	6
Pinza	50CrV4	Temple-Revenido	7
Casquillos expulsos	18CrMo4	Temple-Revenido	8
Tapas pistón	C45E	-	9-11
Casquillo accionamiento	C45E	-	10

Tabla 8.1: Materiales y tratamientos componentes mandril

8.3. Análisis cinemático y dinámico

Los estudios realizados en este punto se referirán siempre a la fuerza máxima de accionamiento admisible por el sistema de amarre propuesto. La figura 8.3, muestra la secuencia de cálculo seguida para determinar la fuerza de amarre dinámica efectiva del prototipo propuesto, teniendo en cuenta las correcciones debidas a las rigideces y deformaciones de los componentes del mandril expansible especial, según los modelos analíticos propuestos en la presente Tesis Doctoral.

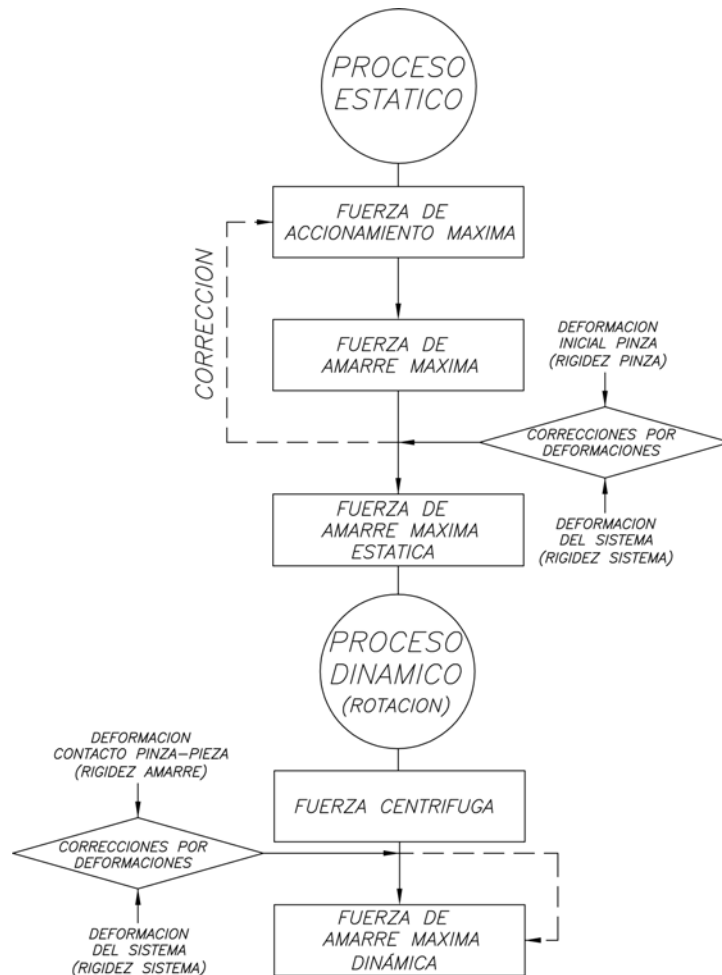


Figura 8.3: Secuencia de cálculo seguida para calcular la fuerza de amarre

8.3.1. Determinación de la fuerza máxima de accionamiento

Tras descripción del funcionamiento del mandril realizado en el punto 8.2 del presente capítulo, Visto que los elementos mecánicos de tiro son los tornillos los tornillos de M8 de 80 mm de longitud, figura 8.4 serán los elementos más solicitados, mientras unen el casquillo actuador con el pistón y transmiten el movimiento del pistón a dicho casquillo actuador. Los tornillos estarán fuertemente traccionados en su cabeza, en el momento del amarre.

Según la norma UNE-EN-ISO 4762, [85], la tensión máxima a tracción de un tornillo, calidad 12.9, se determina mediante la ecuación 8.1, donde S es la sección resistente del tornillo en, mm^2 , y σ_{max} es la tensión máxima a tracción del tornillo, en $\frac{N}{mm^2}$. Ambos parámetros son dados por la citada norma internacional.

$$F_{acc,max} = \sigma_{max} S \quad (8.1)$$

Siendo la tensión máxima a tracción del tornillo $\sigma_{max} = 1080 \frac{N}{mm^2}$ y su sección resistente $S = 36,6 mm^2$, por tanto, resulta una fuerza de accionamiento máxima de $F_{acc,max} = 39528 N$. Este valor, siguiendo las recomendaciones de la norma indicada [88], debe ser corregido por un factor de 1,4, resultando por consiguiente una fuerza máxima de accionamiento de $F_{acc,max} = 23251 N$.

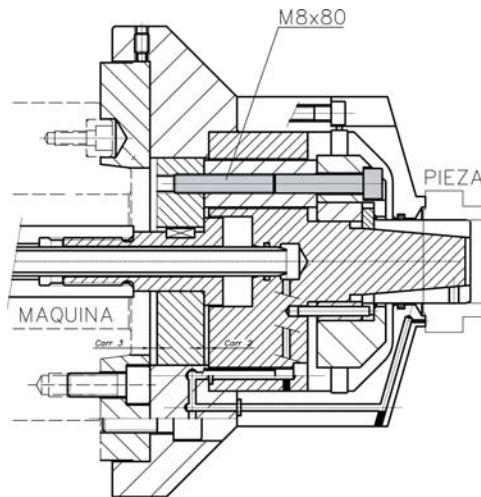


Figura 8.4: Elemento más solicitado del diseño

8.3.2. Determinación de la fuerza máxima de amarre y correcciones por deformaciones

Una vez determinada la fuerza máxima de accionamiento, se determinó la fuerza máxima de amarre mediante las ecuaciones 3.18 y 3.19 del capítulo 3, resultando una fuerza de amarre máxima de $F_{s,max} = 265757,15N$.

El valor obtenido para la fuerza máxima de amarre fue corregido inicialmente en la fuerza empleada en deformar la pinza, hasta alcanzar la posición de contacto con la pieza de trabajo y, posteriormente, una vez alcanzada dicha posición de contacto, en la fuerza de amarre empleada en deformar el propio conjunto del elemento de amarre.

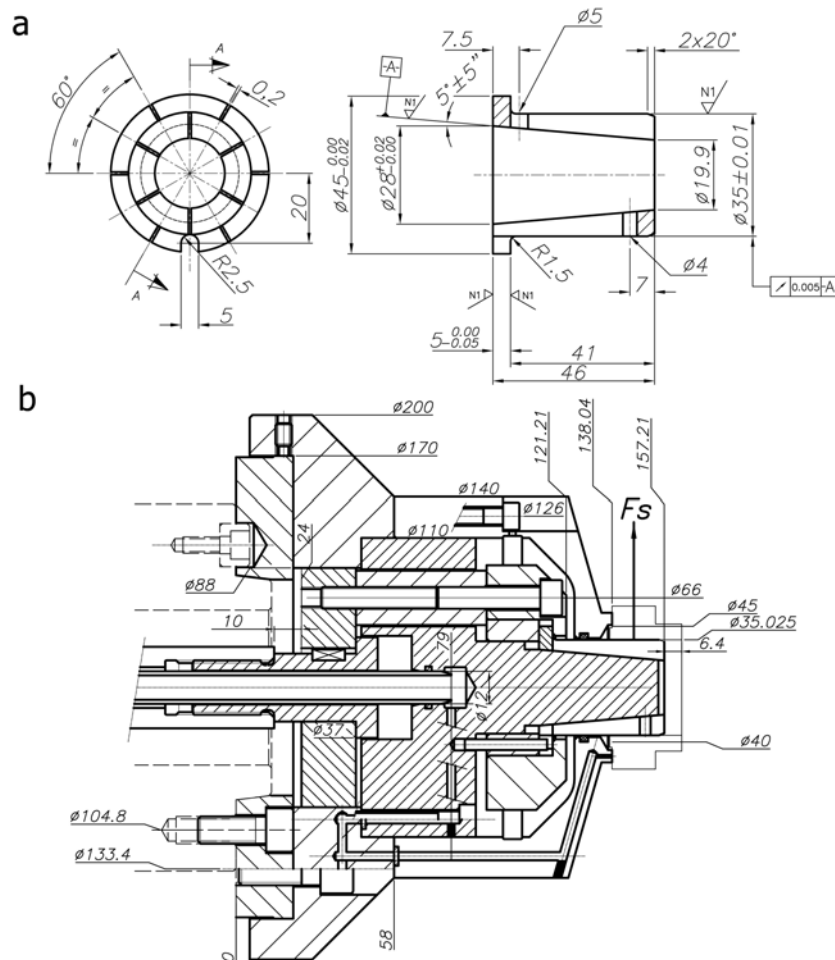


Figura 8.5: Medidas sistema de accionamiento y amarre del mandril expansible

La fuerza de amarre consumida en deformar la pinza de amarre, F_{s2} , se calculó con la expresión 3.37 del capítulo 3, la rigidez inicial de la pinza, k_y , fue determinada mediante la ecuación 3.36, y la holgura máxima entre la pinza y la pieza de trabajo, H_{max} , fue determinada mediante la ecuaciones 3.15 y 3.16 de dicho capítulo. Los datos geométricos de la pinza empleados en los cálculos se encuentran en la figura 8.5a, y el diámetro de amarre de la pieza de trabajo fue de $36H7mm$. Estos cálculos también fueron realizados mediante un modelo de elementos finitos, como muestra la figura 8.6, resultando un valor de fuerza de amarre consumida en deformar una garra de la pinza de $F_{s2} = 735,885N$.

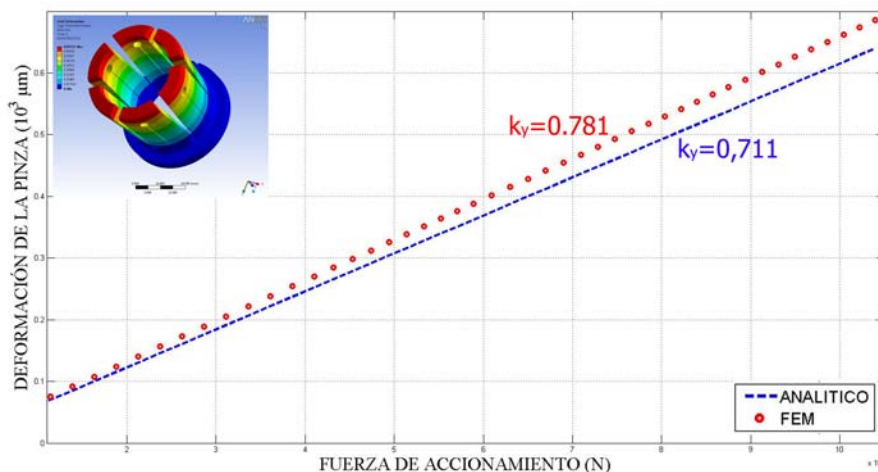


Figura 8.6: Rigidez inicial en la pinza

La parte de fuerza de amarre dedicada en deformar el propio equipo porta-pinzas se calculó mediante la ecuación 7.5 expuesta en el capítulo 7. Las dimensiones para el cálculo fueron tomadas del propio diseño, como muestra la figura 8.5b. El cálculo de la rigidez total del sistema, $k_{r,T}$ se hizo mediante la ecuación 3.53 del capítulo 3. La rigidez del contacto entre las garras de la pinza y la pieza fueron determinados mediante un modelo de elementos finitos realizado con software ALGOR, que será expuesto más adelante. Las rigideces de cada uno de los elementos componentes, $k_{r,s}$ y $k_{r,p}$ del mandril expansible automático fueron calculadas analíticamente mediante las ecuaciones 4.32, 4.33, 4.34 y 4.35 del capítulo 4.

Para calcular la rigidez del contacto entre las garras de la pinza y la pieza de trabajo, se implementó un modelo de elementos finitos en software ALGOR. Para realizar las simulaciones, se optó por un modelo geométrico

tridimensional completo del cono de accionamiento, pinza de amarre y pieza de trabajo, que fue realizado con software SOLID EDGE, y posteriormente importado a ALGOR en formato STEP, figura 8.7a. Se seleccionaron elementos tipo *Brick*, elementos hexaédricos, a fin de conseguir un ajuste perfecto a la geometría del modelo.

El tamaño de los elementos para el cono y la pieza fue de $2mm$ mientras que para la pinza fue de $1mm$, por requerir esta última una mayor precisión en su estudio.

El tipo de contacto definido entre las piezas fue de superficie, considerando un valor de fricción de 0,09, [84], figura 8.7b. Seguidamente, se asignaron las propiedades de los materiales de los distintos componentes. Los materiales del cono de accionamiento y de la pinza de amarre pueden verse en la tabla 8.1. Para la pieza se consideró un acero C45E. Por último se definieron las restricciones y solicitaciones a las que está sometido el modelo, empotramiento en la base del cono, fuerza aplicada en la corona de tiro de la pinza de amarre de $265757N$ en la dirección de las X negativas. Durante el proceso previo a la aplicación de la carga resultó necesario aplicar una fuerza de $1N$, en la pieza de trabajo, sentido de las X negativas, para mantener la pieza en posición hasta que se iniciase el contacto con la pinza, los efectos de esta pequeña fuerza resultan despreciables, figura 8.7c. Se solucionaron los valores de deformación, figura 8.7d, y se solicitó, el valor de rigidez en el contacto pinza-pieza. Con el dato obtenido se obtuvo una fuerza de deformación de $F_{s3} = 17853N$.

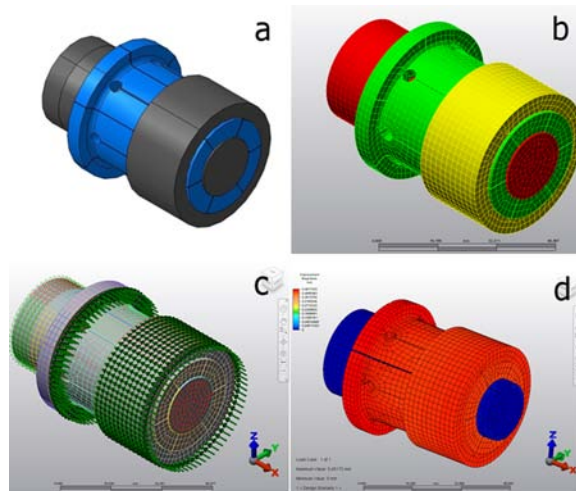


Figura 8.7: Modelo propuesto y análisis de elementos finitos con ALGOR

Así, la fuerza de amarre efectiva máxima se determinará mediante una simple resta, que en nuestro caso, sabiendo que el número de garras de la pinza diseñada es de seis, $F_{se,max} = 243488,15N$.

El exiguo valor de la fuerza consumida en deformar la pinza de amarre, indica un adecuado diseño de la misma. El valor bajo de la fuerza de amarre consumida en deformar el propio sistema, indica una estructura del sistema de accionamiento muy rígida del elemento porta-pinzas diseñado, lo cual resulta muy favorable por su bajo consumo en fuerza de accionamiento y, por consiguiente, en fuerza de amarre.

8.3.3. Influencia de la fuerza centrífuga y corrección por deformaciones

Inicialmente, se determinó la fuerza centrífuga mediante la teoría del sólido rígido, ecuación 4.3 del capítulo 4, siguiendo las recomendaciones de las normas VDI 3106, [7], y EN 1550, [72], para platos de torneado. La masa de los elementos de contacto o garras de la pinza se determinó mediante el módulo de geometría del programa CATIA. Se tomó el radio de la pieza amarrada, anteriormente citado, y se consideró una velocidad de giro de $2000 \frac{r}{min}$. El valor para la fuerza centrífuga fue de $F = 821,88N$.

Después de calcular la fuerza centrífuga, se aplicó la corrección debida a las deformaciones que, sobre cada uno de los componentes del sistema de accionamiento del mandril expansible, descentrados con respecto a la nariz de husillo de la máquina, provoca la acción de la fuerza centrífuga y esta última sobre la fuerza de amarre, para lo cual se aplicó la ecuación 4.36 del capítulo 4.

El cálculo de las rigideces totales provocada por la influencia de la fuerza centrífuga, $k_{r,T1}$, $k_{r,T2}$ y $k_{r,T3}$, se realizó mediante las ecuaciones 4.14, 4.23 y 4.31 del capítulo anteriormente citado. La rigidez total, $k_{r,T}$, debida a la fuerza de amarre se tomó del caso anterior. Las dimensiones necesarias fueron tomadas del propio diseño propuesto, figura 8.8. La rigidez del contacto fue determinada mediante el empleo del módulo de elementos finitos del programa CATIA, este modelo se describe a continuación.

Las rigideces parciales fueron determinadas analíticamente mediante las ecuaciones 4.32, 4.33, 4.34 y 4.35 del capítulo 4. Las masas de los diferentes componentes influentes fueron determinadas mediante su geometría.

A continuación se detalla el modelo de elementos finitos, implementado

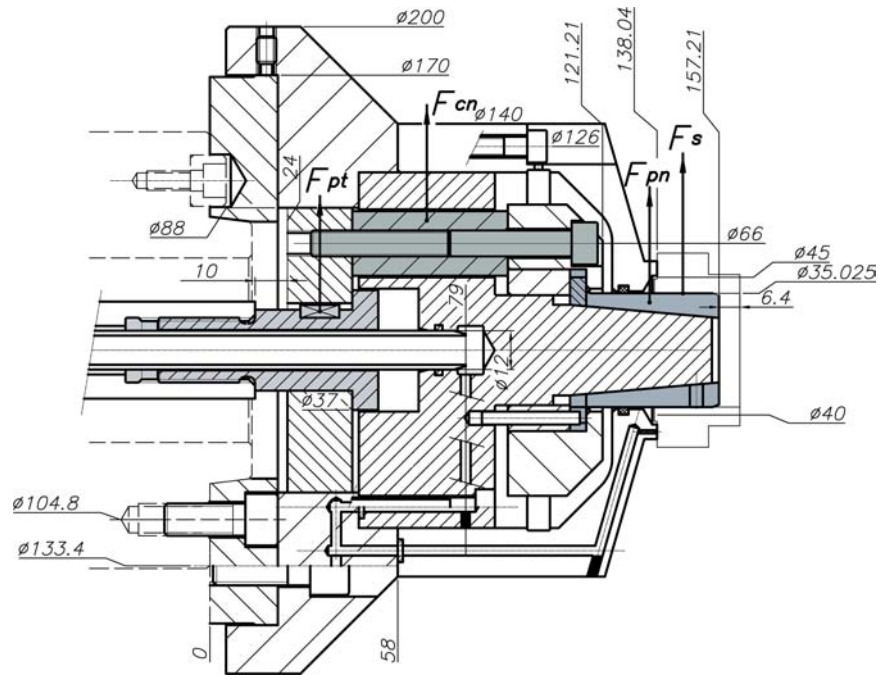


Figura 8.8: Elementos con descentramiento respecto a nariz de husillo

en el módulo de análisis del programa CATIA, que sirvió para calcular la rigidez del contacto entre las garras de la pinza y la pieza de trabajo.

Se eligió un modelo realista con idénticas características geométricas y materiales que en el caso anterior, pero en la posición final de amarre. se realizó una malla homogénea con elementos hexaédricos de 10 nodos, cuya dimensión fue de 1mm , figura 8.9a.

Se consideraron contactos de superficie, con el mismo valor de fricción que el modelo realizado con ALGOR. A las sollicitaciones del caso anterior se añadió una velocidad de rotación de $2000 \frac{r}{min}$. Resolviendo la deformación para este caso y posteriormente obteniendo la rigidez del contacto, figura 8.9b.

El valor resultante para la fuerza centrífuga efectiva fue de $F_{cen,ef} = 793,11\text{N}$.

Este reducido valor indica que la elevada rigidez del elemento portapinzas absorbe, una menor cantidad de fuerza centrífuga, influyendo ésta en mayor medida en la fuerza de amarre, contrariamente a lo que ocurre en el caso de las deformaciones debidas a la propia fuerza de amarre.

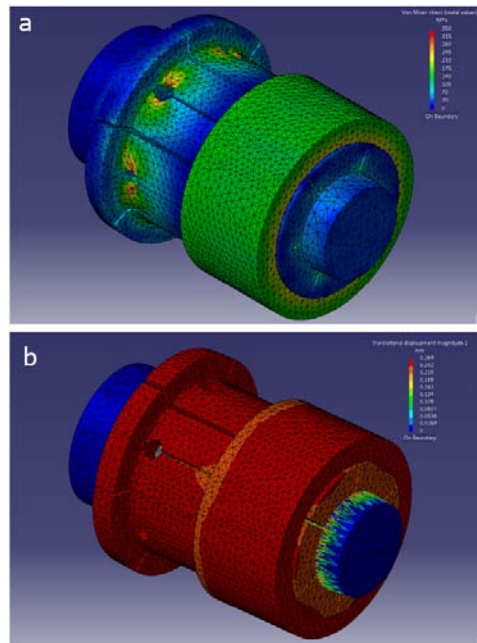


Figura 8.9: Modelo y análisis elementos finitos CATIA

Finalmente, en la figura 8.10 muestra el prototipo final de mandril expansible automático propuesto como aportación original de esta Tesis Doctoral, donde pueden apreciarse los orificios del sistema de presencia, posicionado y control de fuerza de amarre.



Figura 8.10: Prototipo final de mandril expansible automático

Capítulo 9

Conclusiones

9.1. Introducción

Para finalizar se presentan las principales conclusiones de esta investigación y las posibles líneas de investigación que quedan abiertas, además se citan las aportaciones científico-técnicas realizadas.

El objetivo principal de esta Tesis Doctoral es la propuesta y desarrollo de modelos analíticos avanzados, implementados en Matlab, que nos permitan obtener los parámetros cinemático-dinámicos de un sistema de amarre automático basado en pinzas. Para ello, se ha modelado un plato porta-pinzas mediante técnicas basadas en la mecánica del sólido rígido, la elasticidad y la mecánica del contacto contemplando la posibilidad de incluir diferentes geometrías y parámetros mecánicos.

La presente Tesis Doctoral realiza las siguientes aportaciones:

- Modelos analíticos estáticos, cinemáticos y dinámicos de un porta-pinzas.
- Modelos numéricos para estudiar el fenómeno estático, cinemático y dinámico, implementados en diferentes programas comerciales: ANSYS, ALGOR y CATIA.
- Banco de ensayos de pinzas accionado neumáticamente.
- Sistema de medida de la fuerza de accionamiento del mandril con sistema combinado de célula de carga y extensometría.

- Fabricación del prototipo del diseño original patentado.
- Metodología para el diseño de platos porta-pinzas automáticos, donde partiendo de los modelos analíticos, se comprueban con modelos de numéricos, se verifican ambos con un sistema experimental, y se diseña y fabrica un prototipo original.

9.2. Conclusiones

Los resultados obtenidos de los modelos establecidos y de los ensayos realizados permiten presentar las siguientes conclusiones, las cuales, para una mejor comprensión, han sido agrupadas en las conclusiones obtenidas a partir de los modelos establecidos para el estado estático, durante el proceso de absorción y transmisión de fuerza, y en las obtenidas de los modelos dinámicos, durante el proceso de corte a elevadas velocidades de rotación.

9.2.1. Conclusiones de los modelos estáticos

En este trabajo se propone un sencillo modelo analítico, implementado en Matlab, un modelo de elementos finitos y un prototipo experimental para determinar la rigidez estática inicial de una pinza de amarre, lo cual, además permite calcular la cantidad de fuerza de accionamiento que la deformación de la misma emplea en alcanzar la posición de contacto con la pieza de trabajo.

Por otro lado, se propone un modelo analítico, también implementado en Matlab, modelos de elementos finitos y una metodología experimental, basada en extensometría, para determinar la fuerza de amarre efectiva estática transmitida por un plato porta-pinzas.

La cantidad de fuerza de amarre transmitida por un elemento porta-pinzas depende en gran medida de:

- Las holguras determinadas por las tolerancias de la pinza y de la pieza de trabajo, así como de la rigidez estática inicial de la pinza de amarre.
- El ángulo de cuña empleado, la disminución de dicho ángulo aumentará la ventaja mecánica y por tanto la fuerza de amarre transmitida, no obstante, esto se traducirá en un incremento exponencial en las tensiones sufridas por la pinza de amarre.

- Los coeficientes de fricción entre las superficies en contacto, un menor valor de fricción entre las superficies cónicas de la pinza y el cono de accionamiento, se traducirá en una menor fuerza de accionamiento para conseguir la misma fuerza de amarre, sin embargo, contrariamente, un mayor coeficiente de fricción entre las superficies de la pinza y la pieza de trabajo, provocará un aumento en la fuerza de amarre ante una misma fuerza de accionamiento, no obstante, cuando se aplica esto último hay que tener cuidado de no provocar indentaciones en el producto final.
- Las rigideces del elemento porta-pinzas, los sistemas que presentan una mayor rigidez estructural, especialmente en su sistema de transmisión de fuerza, consumirán una menor cantidad de fuerza de accionamiento y, por tanto, tendrán una mayor efectividad en la transmisión de fuerza de amarre.
- La rigidez de la pieza de trabajo, piezas de trabajo menos rígidas implicarán una menor pérdida en la fuerza de amarre provista por estos sistemas.

La precisión de los productos mecanizados así como la productividad pueden incrementarse mediante la reducción de la fuerza inicial estática de amarre.

9.2.2. Conclusiones de los modelos dinámicos

En esta parte del trabajo, se propone un modelo analítico, implementado en Matlab, para determinar la fuerza de amarre dinámica en platos porta-pinzas automáticos y los modelos de elementos finitos empleados para comprobarlo. Los diferentes efectos en la variación de la fuerza de amarre debidos a las fuerzas centrífugas que actúan sobre el sistema de accionamiento y garras de las pinzas son modelizados mediante diferentes factores de rigidez.

La variación en la fuerza de amarre durante la rotación en un elemento porta-pinzas depende de:

- Las rigideces del elemento porta-pinzas, así los equipos que presentan una menor rigidez estructural disminuirán las variaciones en la fuerza de amarre debidas a las fuerzas centrífugas provocadas por las altas velocidades de giro.
- Las rigideces de la pieza de trabajo, lo anterior, se cumple siempre y cuando la pieza sea más rígida que el elemento de contacto o garra de la pinza, cosa que, en el caso de piezas de trabajo metálicas se cumple

en la mayoría de los casos. En los casos, menos comunes, en los que la pieza de trabajo sea menos rígida que los elementos de contacto o garras de la pinza se cumple lo mismo que en el caso estático.

Además se propone un modelo analítico para la determinación de las deformaciones y desviaciones que el peso y las fuerzas de proceso originan en el sistema y en la pinza de amarre.

La determinación exacta de la fuerza de amarre dinámica garantiza la seguridad en los procesos de alta velocidad de torneado y hace posible aprovechar al máximo el potencial de las modernas máquinas-herramientas.

9.3. Aportaciones científico-técnicas

A continuación se listan las aportaciones de investigación consignadas en medios de divulgación científica o en registros de producción investigadora (publicaciones en revistas científicas, patentes, comunicaciones o ponencias presentadas en congresos) a que ha dado lugar, hasta el momento, la investigación desarrollada para la elaboración de esta Tesis Doctoral:

- Sistema neumático de detección de presencia y posicionado de pieza en procesos automáticos. Patente Española 201131324, Junio 2011.
- Model for determining the clamping force in expanding mandrels for high-speed turning. *International Review of Mechanical Engineering*., Vol.6 N.3, pp. 384-389, March 2012.
- Analysis of the clamping mechanisms of collet-chucks holders for turning., 4th European Conference on Mechanism Science, Santander, September 2012.
- Analysis of the clamping mechanisms of collet-chucks holders for turning. *Mechanisms and Machine Science. New Trends in Mechanism and Machine Science*., Vol. 7, pp. 391- 398, Springer, September 2012.
- Modelos matemáticos para la determinación de fuerzas de amarre en mandriles expansibles., XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Castellón, Noviembre 2012.
- Models for Determining the Static Stiffness of Collet Sleeves. *International Journal of Precision Engineering and Manufacture*. Enviado Septiembre 2012, en revisión.

- Analysis of the Clamping-Unclamping Mechanisms of Automatic Collet-Chuck Holders. International Journal of Advanced Manufacturing Technology. Enviado Noviembre 2012, en revisión.

9.4. Trabajos futuros

Los modelos dinámicos establecidos en esta investigación no incluyen validación experimental, hay que tener en cuenta que en la actualidad no existen sensores para medir los esfuerzos y deformaciones en este tipo de equipos, actualmente el grupo MAQLAB está trabajando en un sensor de estas características.

Otra posible investigación futura, sería considerar los efectos que los momentos torsores, debidos a las fuerzas de proceso, tienen sobre el sistema antes de provocar el desamarre, en el modelo propuesto no se tuvieron en cuenta por considerarse sus efectos muy pequeños en comparación con los que producen los momentos flectores.

Como ya se mencionó, las deformaciones producidas durante el proceso de corte, debidas a las fuerzas dinámicas, deben ser consideradas como fuente de incertidumbre a fin de preveer la precisión del producto final.

Otra posible línea de investigación sería el estudio de desequilibrios debidos a piezas de trabajo no simétricas en este tipo de dispositivos de amarre.

Desarrollar nuevos diseños de pinzas, para aumentar su duración y disminuir sus costes, lo cual debería incluir estudios de su comportamiento a fatiga e investigación en nuevos materiales.

Bibliografía

- [1] H. Kracher. Ein neuartiges verfahren zur messung von druckkräften mit ultraschall. *Werkstatt und Betrib.*, 51:246–248, 1958.
- [2] Pahlitzsch G. and Warnecke H.J. Test of rigidity in hand-operated three jaw chucks. *VDI-Z*, 101:25, 1959.
- [3] Solaja V.B. and Kalajdzic M.J. Some experiments with three and four jaw chucks. *CIRP Annals.*, 16:131–136, 1968.
- [4] G. Wunderlich et al. Untersuchung der belastungsverhältnisse an dreibackenfuttern bei der drehbearbeitung. *Fertigungstechnik und Betrieb.*, 30 Nr. 4:225–228, 1980.
- [5] M. Tsutsumi et al. Topographical representation of interface pressure distribution in a multiple bolt-flange assembly-measurement by means of ultrasonic waves. *ASME papers*, 81-DE-7:1–8, 1981.
- [6] Kutnetsov Yu.N. and Sudin Yu.A. Accuracy of clamping in collet chucks. *Vestnik mashinostroeniya*, 2:45–47, 1985.
- [7] VDI-Richtlinie 3106. Determination of permissible speed (rpm) of lathe chucks (jaw chucks). *Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf.*, 2004.
- [8] Fadyushin I.L., Musykant Ya. A., and Messheryakov A.I. Tooling for cnc machine tool. *Mashinostorenie Publish.*, 1990.
- [9] Rotberg J., Lenz E., and Levin E.A. Drill and clamping interface in high-performance drilling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 14:229–238, 1998.
- [10] Elderfield Hall Inc. X-tra long tool holders. *Catalog.*, 1999.
- [11] Fitz-Rite Products Inc. V-flange holders. *Catalog*, 2000.
- [12] Tsutsumi M. Chucking force distribution of collet chuck holders for machining centers. *Journal of Mechanical Working Technology*, 20:491–501, 1989.

- [13] Schulz H. and Rondé U. Parameters to describe the behavior of clamping means of tools with parallel shanks. *Production Engineering.*, II/1:99–102, 1994.
- [14] Akhramovich V.N. and Kilovatii B.Ya. Experimental study of radial clamping forces of lathe chucks. *Vestnik Mashinostroeniya*, 7:17–18, 1995.
- [15] Smith S., Winfough W.R., and Halley J. Influence of tool length on stable metal removal rate in high speed milling. *Annals of the CIRP*, 47:307–3010, 1998.
- [16] Lewis D.L. Factor for successful rotating tool operation al high speeds. *SME*, 1994.
- [17] Wanner K. Arrangement for torque transmitting and tool cooperating therewith. *U.S. Patent 4752165*, 1988.
- [18] Zucker J. Method of applying non-slip coating to tools and resulting product. *U.S. Patent 4778730*, 1988.
- [19] Albrecht Inc. Precision drill chucks. *Catalog.*, 1996.
- [20] Annon. Keyless drill chucks with diamond-coated jaws. *Modern Machine Shop*, 5:246, 1997.
- [21] Agapiou J., Rivin E.I., and Xie C. Toolholder-spindle interfaces for cnc machine tools. *Annals of the CIRP*, 44:383–387, 1995.
- [22] Jeong-Du Kim et al. Deburring of burrs in spring collets by abrasive flow machining. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 24:469–473, 2004.
- [23] Cook H. Tool holder system and method of making. *U.S. Patent 5311654*, 1994.
- [24] Tlustý J. High speed milling. *Proceedings of the 6 International Machine Tool Engineers Conference. Osaka. Japan*, pages 35–60, 1994.
- [25] Schmitz T.L., Powell K., Won D, Duncan G. S., Sawyer W. G, and Ziegert J. C. Shrink fit tool holder connection stiffness-damping modeling for frequency response prediction in milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture.*, 47:1368–1380, 2007.
- [26] Jifu D. Y. Rigidity analysis of shrink holder. *Tool Engineering.*, 40:87–88, 2006.
- [27] Zhou H., Wang C. C., and Deng J. Radial grip rigidity of the matching of lengthened shrinkfit holder and cutter in highspeed milling. *Chinese journal of mechanical engineering.*, 25:1–5, 2012.

- [28] Müllenberg R. Taper-base clamp. *FRG Patent 3833350*, 1990.
- [29] Massa T.R. Expandable tool holding device using a fusible alloy. *U.S. Patent 5030048*, 1991.
- [30] Wang S.L., Zhang W.Z., Zhang Q., Liu G., and Yang Z.J. The performance of the hydraulic expansion toolholder in high-speed rotation. *Advanced Materials Research*, 188:457–462, 2011.
- [31] Wang S.L., Zhang W.Z., and Chen W. Analysis of radial rigidity about the hydraulic expansion toolholder. *Advanced Materials Research.*, 381:76–80, 2012.
- [32] Kramer J., Teusch B., Renz R., and Jenunwein D. Standard shank and method for directly locating rotating cutting tools in a machine tool work spindle. *U.S. Patent 5227435*, 1994.
- [33] Rivin E.I. Tooling structure: interface between cutting edge and machine tool. *Annals of the CIRP.*, 49:591–634, 2000.
- [34] Shin W.C., Ro S.K., Park H.W., and Park J.K. Development of a micro-meso-tool clamp using a shape memory alloy for applications in micro-spindle units. *International Journal of Machine Tools and Manufacture.*, 49:579–585, 2009.
- [35] K.Malukhin et al. A shape memory alloy based tool clamping device. *Journal of Materials Processing Technology*, 2011.
- [36] Asada H. and By A. Kinematics of workpiece fixturing. *IEEE Transactions on robotics and automation.*, pages 337–345, 1985.
- [37] Chou Y.C., Chandru V., and Barash M. M. A mathematical approach to automated configuration of machining fixtures: analysis and synthesis. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for industry.*, 111:209–306, 1989.
- [38] Lee S.H. and Cutkosky M.R. Fixture planning with friction. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for industry.*, 113:320–327, 1991.
- [39] DeMeter E.C. Min-max load model for optimizing machining fixture performance. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for industry.*, 117:186–193, 1995.
- [40] King L.S. and Hutter I. Theoretical approach for generating optimal fixturing locations for prismatic workparts in automated assembly. *Journal of manufacturing systems.*, 12:409–416, 1993.

- [41] Fuh J.H. and Nee A.Y.C. Verification and optimization of workholding schemes for fixture design. *Journal of design and manufacturing.*, 4:307–318, 1994.
- [42] Jeng S., Chen L., and Chieng W. Analysis of minimum clamping force. *International Journal of machine tools and manufacture.*, 35:1213–1224, 1995.
- [43] Hockenberger M.J. and DeMeter E.C. The application of metafunctions to the quasi-static analysis of workpiece displacement within a machining fixture. *Transactions of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering.*, 118:325–331, 1996.
- [44] Li B., Melkote S.N., and Seth B.B. An elastic contact model for the prediction of fixture workpiece contact forces. *Proceedings of the 1998 Japan-United States symposium on flexible automation.*, 3:1243–1250, 1998.
- [45] Li B., Melkote S.N., and Liang S.Y. Analysis of reactions and minimum clamping force for machining fixtures with large contact areas. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology.*, 16:79–84, 2000.
- [46] Li B. and Melkote S.N. Fixture clamping force optimisation and its impact on workpiece location accuracy. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology.*, 17:104–113, 2001.
- [47] Lu Y.M., Qin G.H., and Li M. A cellular genetic algorithm based optimization of clamping forces for fixture design. *Advanced Science letters.*, 4:2342–2346, 2011.
- [48] Lee J.D. and Haynes L.S. Finite-element analysis of flexible fixturing systems. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for industry.*, 109:134–139, 1987.
- [49] Menassa R.J. and DeVries W.R. Optimization method applied to selecting support position y fixture design. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for industry.*, 113:412–414, 1991.
- [50] Melkote S.N., Athavale S.M., DeVor R.E., Kapoor S.G, and Burkey J. Prediction of the reaction force system for machining fixtures based on machining process simulation. *Transactions of the NAMRI-SME.*, 23:207–214, 1995.
- [51] Trappey A.J.C., Su C., and Hou J. Computer-aided fixture analysis using finite-element analysis and mathematical optimization modelling. *Transactions of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering.*, 31:777–787, 1995.

- [52] Cai W., Hu S.J., and Yuan J.X. Deformable sheet metal fixturing: Principles, algorithms, and simulations. *Transactions of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering.*, 118:318–324, 1996.
- [53] Chandra P., Athavale S.M., DeVor R.E., and Kapoor S.G. Effects of preloads on the surface flatness during fixturing of flexible workpieces. *Proceedings of the Second S.M. Wu Symposium on Manufacturing Science.*, 2:146–152, 1996.
- [54] Liao J.Y., Stephenson D.A., and Hu S.J. Fixture layout optimization considering workpiece-fixture contact interaction. *Transactions of NAMRI-SME.*, 26:341–346, 1998.
- [55] DeMeter E.C. Fast support layout optimization. *International Journal of Machine Tools and Manufacture.*, 38:1221–1239, 1998.
- [56] Asante J.N. A combined contact elasticity and finite element-bases model for contact load and pressure distribution calculation in a frictional workpiece-fixture system. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology.*, 39:578–588, 2009.
- [57] Sánchez H.T., Estrems M., and Faura F. Determination of key workpiece in a machining fixture using uncertainty analysis and loss cost function implementation. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology.*, 41:452–460, 2009.
- [58] Abellan-Nebot J.V., Liu J., and Romero F. Quality prediction and compensation in multi-station machining processes using sensor-based fixtures. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing.*, 28:208–219, 2012.
- [59] Correa M. Inteligencia artificial para la predicción y control del acabado superficial en procesos de fresado de alta velocidad. *Tesis Doctoral, Facultad de Informática. Universidad Politécnica de Madrid.*, 2010.
- [60] Thornly R. and Wilson B. A review of some of the principles involved in chuck design. *The production Engineer.*, March:87–97, 1971.
- [61] Thormählen K.H. Ausnutzen der spannkkräfte von drehfuttern maximiert die zerspanleistung. *Maschinenmarkt*, 86, Nr. 52:1018–1021, 1980.
- [62] Steinberger J. Spannkkräfte and spannzeuge zum hochgeschwindigkeitsdrehen. *Werkstatt and Berieb.*, 115:449–459, 1982.
- [63] Nyamekye K. and Mudiam S.S. A model for predicting the initial static gripping force in lathe chucks. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology.*, 7:285–291, 1992.

- [64] Rahman M. and Tsutsumi M. Effect of spindle speed on clamping force in turning. *Journal of Material Processing Technology.*, 38:407–416, 1993.
- [65] Ema S. and Marui E. Chucking performance of a wedge-type power chuck. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry.*, 116:70–77, 1994.
- [66] Feng P.F., Yu D.W., Wu Z.J., and Uhlmann E. Jaw-chuck stiffness and its influence on dynamic clamping force during high-speed turning. *International Journal of Machine Tools and Manufacture.*, 48:1268–1275, 2008.
- [67] Minton M. and Sullivan M. When to use a collet chuck. *Modern Machine Shop.*, [www.mmsonline.com/articles.](http://www.mmsonline.com/articles/), 2002.
- [68] Soriano E., Rubio H., García-Prada J.C., and Pérez J.L. Sistema neumático de detección de presencia y posicionado de pieza en procesos automáticos. *Patente Española 201131324*, 2011.
- [69] Soriano E., Rubio H., and Ramírez M.B. Model for determining the clamping force in expanding mandrels for high-speed turning. *International Review of Mechanical Engineering.*, 6 N3-A, 2012.
- [70] Soriano E., Rubio H., and García-Prada J.C. Analysis of the clamping mechanisms of collet-chucks holders for turning. *4th European Conference on Mechanism Science*, 7, 2012.
- [71] Soriano E., Rubio H., and García-Prada J.C. Analysis of the clamping mechanisms of collet-chucks holders for turning. *Mechanisms and Machine Science. New Trends in Mechanism and Machine Science.*, 7:391–398, 2012.
- [72] EN 1550. Machine-tools safety: Safety requirements for the design and construction of work holding chucks. 2008.
- [73] ISO 19719. Machine tools – work holding chucks – vocabulary. *International Organization for Standardization.*, 2010.
- [74] Directiva 2009/127/CE. Directiva máquinas. *Diario Oficial de la Unión Europea*, Noviembre, 2009.
- [75] ISO 3089. Test conditions for self-centring, manually operated chucks with one-piece jaws. *International Organization for Standardization*, 2005.
- [76] DIN 6343. Collets-dead length type. *Deutsches Institut für Normung.*, 1993.

- [77] Kienzle O. and Victor H. Spezifische schnittkrafte bei der metallbearbeitung. *Werkstattstechnik und Maschinenbau.*, 47 H5, 1957.
- [78] Koenig W. et al. *Spezifische Schnittkraftwerte für die Zerspanung metallischer Werkstoffe.* Düsseldorf: Verlag Stahleisen, 1973.
- [79] H.Schulz et al. Konstruktive besonderheiten bei hochgeschwindigkeits drehmaschinen. *Werkstatt und Betrieb*, 129 Nr.4:226–229, 1996.
- [80] Mechmache H. et al. Vorherbestimmung der schnittkraft bei drehbearbeitung. *Werkstattstechnik*, 89, Nr. 6:321–323, 1999.
- [81] Gere J.M. Timoshenko. resistencia de materiales. *Editorial Thomsom-Paraninfo. ISBN 9788497320658. Madrid*, 2002.
- [82] EN 1027-1. Sistemas de designación de aceros. parte1: Designación simbólica. 2006.
- [83] EN 10083-1. Aceros para temple y revenido. parte 1: Condiciones técnicas generales de suministro. 2008.
- [84] Meriam J. L. and Kraige L. G. Engineering mechanics. isbn 0471602930. *John Wiley and Sons, New York*, 2002.
- [85] UNE EN ISO 4762. Tornillos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal. *Asociación Española de Normalización y Certificación*, 2005.
- [86] UNE EN ISO 898. Características mecánicas de los elementos de fijación fabricados de aceros al carbono y de aceros aleados. parte 1: Pernos, tornillos y bulones. *Asociación Española de Normalización y Certificación*, 2000.
- [87] UNE 17108. Tornillos y tuercas de acero. momentos de apriete. *Asociación Española de Normalización y Certificación*, 1981.
- [88] UNE EN ISO 4762. Tornillos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal. *Asociación Española de Normalización y Certificación*, 2005.